

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ПАНЬКІВ ВІТАЛІЙ РОМАНОВИЧ

УДК 621.867.42

ДИСЕРТАЦІЯ

**ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА
З КОМБІНОВАНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ**

05.05.05 – піднімально-транспортні машини

13 – механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ В.Р. Паньків

Науковий керівник:
Пилипець Михайло Ількович,
доктор технічних наук, професор

Тернопіль – 2018

АНОТАЦІЯ

Паньків В.Р. Обґрунтування параметрів гвинтового конвеєра з комбінованим робочим органом. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.05 – Піднімально-транспортні машини. – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2018.

У дисертації на підставі сукупності узагальнених наукових результатів вирішено актуальне завдання розширення функціональних можливостей гвинтових транспортних механізмів шляхом розроблення та обґрунтування параметрів комбінованого робочого органу гвинтового конвеєра.

Гвинтовий конвеєр складається із завантажувального бункера та кожуха. У кожусі встановлено шнек, який виконано у вигляді приводного барабана, на якому по гвинтовій лінії закріплено спіральні витки. Між витками на барабані та під кутом до його поперечного січення встановлено ножі-подрібнювачі. Гвинтова лінія навивання ножів-подрібнювачів і спіральних витків виконана зі змінним кроком. Розширення функціональних можливостей гвинтового конвеєра досягнуто за рахунок одночасного поєднання двох роздільних операцій транспортування та подрібнення коренеплодів в одну суміжну операцію.

На основі проведених аналітичних досліджень розроблено: математичну модель, яка функціонально описує процес транспортування дискретних одиниць подрібнених коренеплодів робочими органами гвинтового конвеєра на основі аналізу матеріального балансу вхідних і вихідних потоків; математичну модель продуктивності роботи гвинтового конвеєра на основі узгодження пропускної здатності шнека та уточненого коефіцієнта заповнення робочого простору.

За результатами експериментальних досліджень отримано рівняння регресії, які характеризують: зміну продуктивності роботи та питомі затрати споживчої потужності залежно від діаметра, частоти обертання та кроку першого спірального витка й кута установлення ножів-подрібнювачів.

Встановлено, що продуктивність роботи гвинтового конвеєра становить від 0,11 до 1,6 кг/с, а основний масив апроксимованих значень питомих затрат споживчої потужності на виконання процесу одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів гвинтовим конвеєром знаходиться в межах 0,03...0,17 кВт с/кг м. За результатами проведених теоретично-експериментальних досліджень встановлено основні раціональні параметри гвинтового конвеєра з комбінованим робочим органом: діаметр шнека – 0,2 м; крок першого спірального витка – 0,11 м; кут встановлення ножа-подрібнювача – 30 град.; приріст кроку – 0,03 м; кількість ножів-подрібнювачів, які встановлено між одною парою суміжних витків – 4 шт.; частота обертання шнека – 300 об/хв.

Конструктивна новизна технічного рішення захищена патентом на корисну модель України. Результати досліджень упроваджено в компанії ПАП «Агропродсервіс» (Тернопільська обл.) у технологічній лінії для приготування кормів і використовуються у навчальному процесі Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та Луцького національного технічного університету.

Ключові слова: шнек, сукупний канал, вихідний потік, продуктивність роботи, коефіцієнт заповнення, геометричний коефіцієнт, діаметр, крок, частота обертання, затрати потужності.

ANNOTATION

Pankiv V.R. Substantiation of parameters of screw conveyor with combined working body. – Qualification scientific paper as manuscript copyright.

Ph.D. thesis in Engineering Science on specialism 05.05.05 “Elevator-transport machines”. – Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, 2018.

A topical problem of screw transport mechanisms enhancement by means of development and substantiation of parameters of combined working body of a screw conveyor has been solved in the thesis on the basis of the whole set of summarized scientific results.

The screw conveyor consists of a loading bin and an encasing. The encasing has an auger in the form of a drive pulley where spiral turns are fixed along helix line. Knives-cutters are placed between turns and at a certain angle to the drum transversal cross-section view. The helix line of knives-cutters and spiral turns winding is made with an adjustable pitch.

Screw conveyor enhancement has been achieved due to the simultaneous combination of two separate operations, namely root crops transportation and breaking into one related operation.

On the basis of conducted analytical research we have developed the following: a mathematical model describing functionally the process of transportation of discrete units of minced root crops by screw conveyor working bodies on the basis of analysis of material balance of incoming and outgoing flows; a mathematical model of a screw conveyor capacity based on the conformation of an auger-type conveyor throughput and specified factor of working space filling.

According to the results of experimental research regression equations are obtained, which characterize: change of productivity and specific costs of consumer power depending on diameter, speed of rotation and step of the first spiral turn, angle of knife-shredders installing.

It has been established that the performance of the screw conveyor is from 0.11 to 1.6 kg/s, and the main array of approximated values of specific consumption of consumer power for the process of simultaneous transportation and shredding of root crops is within the range of 0.03...0.17 kW s/kg m.

According to the results of theoretical and experimental studies, the basic rational parameters of the screw conveyor with the combined working body were established: diameter of the screw conveyor – 0,2 m; step of the first spiral turn – 0,11 m; angle of the knife-shredder – 30 deg.; step increment interval 0.03 m; number of knife-shredders, which are installed between one pair of adjacent turns – 4 pcs.; rotating speed of the screw conveyor is 300 rpm.

Constructive novelty of the technical solution is protected by 1 patent for the utility model of Ukraine. The results of researches were introduced in the company

PAP "Agroprodservis" (Ternopil region) in the production line for feed preparation and are used in the educational process of Ternopil Ivan Puluj National Technical University and Lutsk National Technical University.

Keywords: auger, aggregate channel, outflow, capacity, filling factor, dimension factor, diameter, step, rotational frequency, capacity consumption.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті у фахових виданнях України

1. **Pankiv Vitalii.** Throughput capability of the combined screw chopper conveyor. Вісник Тернопільського національного технічного університету. 2017. № 1 (85). С. 69–79.

2. **Паньків В.Р.** Аналіз процесу транспортування матеріалу комбінованим гвинтовим транспортером. Наукові доповіді Національного університету біоресурсів і природокористування України : електрон. наук. фаховий журнал. 2017. № 5 (69). URL: <http://nd.nubip.edu.ua>

3. Пилипець М.І., **Паньків В.Р.** Методологія проведення експериментальних досліджень комбінованого гвинтового транспортера. Міжвуз. Зб. «Наукові нотатки». 2017. Вип. 60. С. 187–192 *(наведено методику проведення експериментальних досліджень продуктивності роботи та питомих затрат споживчої потужності)*.

4. Пилипець М., **Паньків В.** Експериментальні дослідження питомих затрат споживчої потужності комбінованого гвинтового конвеєра. Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2017. № 21. С. 76–90 *(розроблено емпіричну модель питомих затрат споживчої потужності)*.

5. **Паньків В.Р.** Теоретична модель функціонування гвинтового транспортера. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин». 2017. Вип. 47. Ч.1 С. 84–90.

Статті у рецензованих закордонних виданнях

6. **Pankiv V.R.**, Tokarchuk O.A. Investigation of constructive geometrical and filling coefficients of combined grinding screw conveyor. INMATEH–Agricultural engineering. National Institute of research development for machines and installations designed to Agriculture and food industry. Inma Bucharest. 2017. Vol. 51. No. 1/2017. Pg. 59–68. (Sci Verse Scopus); *(розроблено теоретичні залежності для визначення конструктивного геометричного коефіцієнта та коефіцієнта заповнення).*

7. Feasibility study of mixture transportation and stirring process in continuous-flow conveyors / R.B. Hevko, B.O. Yazlyuk, **V.R. Pankiv** et al. INMATEH–Agricultural engineering. National Institute of research development for machines and installations designed to Agriculture and food industry. Inma Bucharest. 2017. Vol. 51. No. 1/2017. Pg. 49–58. (Sci Verse Scopus); *(наведено аналіз режимів роботи конвеєра).*

Статті в збірниках праць наукових конференцій

8. Пилипець М.І., **Паньків В.Р.**, Паньків М.Р. Thermo-mechanical properties of conducting polymers and carbon nanotubes based composite materials. Теоретичні та експериментальні дослідження в технологіях сучасного матеріалознавства і машинобудування : мат. V Міжн. наук.-практ. конф. Луцьк, 15-17 лист. 2015 р. Міжвуз. зб. «Наукові нотатки». 2015. Вип. 50. С. 149–153 *(запропоновано процес виготовлення витків шинка).*

9. **Паньків В.Р.** Комбинированный транспортер-измельчитель. Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве. Аграрная наука – сельскохозяйственному производству Сибири, Казахстана, Монголии, Беларуси и Болгарии : матер. Межд. науч.-техн. конф. Минск, 19–21 окт. 2016 г. Минск : НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства, 2016. Т. 1. С. 111–115 *(проведено аналіз конструкцій гвинтових транспортних механізмів).*

Тези наукових конференцій

10. Day R., **Pankiv V.** Thermal and thermo-mechanical properties of conducting polymers and carbon nanotubes based composite materials. Актуальні

задачі сучасних технологій : зб. тез доп. Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів. Тернопіль, 19-20 лист. 2014 р. – Тернопіль : ТНТУ, 2014. С. 128 (*запропоновано застосування нанотехнологій для виготовлення спіралей шнека*).

11. Лясота О.М., **Паньків В.Р.** Оптимізація конструктивних параметрів гвинтової заготовки робочого органу транспортера подрібнювача. Сучасні технології промислового комплексу : мат. II-ої Міжн. наук.-практ. конф. Херсон, 14-18 вер. 2016 р. Херсон : ХНТУ, 2016 р. Вип. 2. С. 204–205 (*запропоновано критерій якості для обґрунтування параметрів робочого органу шнекового конвеєра*).

12. **Паньків В.Р.** Аналітичні дослідження продуктивності комбінованого гвинтового транспортера-подрібнювача. Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доп. V Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів. Тернопіль 17-18 лист. 2016 р. Тернопіль : ТНТУ, 2016. Т.1. С. 302–303.

13. Пилипець М.І., **Паньків В.Р.** Теоретично-експериментальні дослідження продуктивності комбінованого гвинтового транспортера-подрібнювача. Фізичні та комп'ютерні технології : мат. XXII Міжн. наук.-практ. конф. Харків, 7-9 груд. 2016 р. Харків : Д. : ЛІРА, 2016. С. 257–260 (*розроблено математичну модель продуктивності роботи гвинтового конвеєра*).

14. **Паньків В.Р.** Удосконалений комбінований гвинтовий транспортер-подрібнювач : мат. XX наук. конф. Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя. Тернопіль, 17-18 трав. 2017 р. Тернопіль : ТНТУ, 2017. С. 42–43.

15. **Паньків В.Р.** Математична модель процесу транспортування матеріалу комбінованим гвинтовим транспортером. Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки : мат. XI Міжн. наук.-практ. конф. Кропивницький, 1-3 лист. 2017 р. Кропивницький : ЦНТУ, 2017. С. 75–77.

16. **Паньків В.Р.** Уточнення коефіцієнта заповнення комбінованого гвинтового транспортера. Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доп. VI Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів. Тернопіль 16-17 лист. 2017. Тернопіль : ТНТУ, 2017. Т. 1. С. 196–197.

Патенти України на корисну модель

17. **Паньків В.Р.**, Пилипець М.І., Барановський В.М., Дубчак Н.А.
Комбінований гвинтовий транспортер : пат. на корисну модель 113936 Україна.
№ 201607392 ; заявл. 07.07.2016 ; опубл. 27.02.2017. Бюл. № 4. 3 с.
(запропоновано конструктивне розміщення ножів між витками шнека).

ЗМІСТ

ВСТУП	11
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ТА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНИХ МЕХАНІЗМІВ	17
1.1. Аналіз технологічних процесів і робочих органів гвинтових конвеєрів	17
1.2. Аналіз теоретично-експериментальних досліджень гвинтових конвеєрів	31
1.3. Обґрунтування вибору гвинтового робочого органу для проведення досліджень	40
1.4. Мета та завдання дослідження	46
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА	48
2.1. Детермінована математична модель функціонування гвинтового конвеєра	48
2.2. Дослідження конструктивного геометричного коефіцієнта та уточненого коефіцієнта заповнення робочого простору	57
2.3. Продуктивність роботи гвинтового конвеєра	75
2.4. Висновки до розділу.....	89
РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА	91
3.1. Програма, об'єкт і предмет дослідження гвинтового конвеєра	91
3.2. Методика проведення експериментальних досліджень продуктивності роботи гвинтового конвеєра	98
3.3. Методика проведення експериментальних досліджень питомих затрат споживчої потужності та порівняльних досліджень	113
3.4. Висновки до розділу	119
РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА	120

4.1. Експериментальні дослідження продуктивності роботи гвинтового конвеєра	120
4.2. Експериментальні дослідження питомих затрат споживчої потужності гвинтового конвеєра	130
4.3. Результати польових порівнювальних досліджень удосконаленого та базового гвинтових конвеєрів	150
4.4. Висновки до розділу	155
РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА	157
5.1. Етапи вдосконалення та методика обґрунтування параметрів комбінованого робочого органу гвинтового конвеєра	157
5.2. Розрахунок показників економічної ефективності використання удосконаленого гвинтового конвеєра	164
5.3. Висновки до розділу	167
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	168
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	171
ДОДАТКИ	190

ВСТУП

Актуальність теми. Шнекові транспортні механізми застосовуються в компоновальних схемах машин для перевантаження або переміщення продуктів у зв'язку з їх простотою конструкції та можливістю завантаження й повного або часткового розвантаження матеріалу в будь-якому місці технологічної лінії.

Застосування гвинтових конвеєрів як окремого технологічного елемента транспортних механізмів є складовою комплексної механізації та автоматизації виробничих процесів, а їх питома частка в завантажувально-розвантажувальних операціях складає 40...50 % [1].

Гвинтові конвеєри застосовують у конструкціях машин важкої промисловості, будівництві, аграрного сектора тощо [2]. Вони призначені для горизонтального, похилого й вертикального переміщення насипних (вугілля, руда, цемент, пісок, щебінь, ґрунт, зерно, коренеплоди, кормові суміші тощо) вантажів та можуть одночасно виконувати суміжні функції – змішування, протруювання й дозування матеріалів[3].

Проте, під час транспортування крупнокускових (залежаних) матеріалів, коренеплодів тощо, техніко-економічні показники гвинтових конвеєрів суттєво погіршуються, перш за все через неможливість раціонального заповнення робочого простору.

Удосконалення існуючих конструкцій гвинтових конвеєрів дозволяє істотно підвищити продуктивність і розширити функціональні можливості роботи транспортних механізмів, що призводить до подальшого розвитку виробництва.

Одним із резервів підвищення функціональних можливостей гвинтових транспортних механізмів є удосконалення процесу транспортування шляхом розроблення комбінованих гвинтових робочих органів, які забезпечують одночасне переміщення та подрібнення матеріалів.

У зв'язку з цим розроблення нових конструкцій гвинтових конвеєрів з комбінованим робочим органом, який виконує одночасне транспортування та

подрібнення матеріалів і дослідження впливу їх параметрів для підвищення технологічної ефективності транспортних механізмів, є актуальним народногосподарським завданням.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Розробку конструктивної схеми удосконаленого гвинтового конвеєра та обґрунтування раціональних конструктивно-кінематичних параметрів комбінованого робочого органу проведено відповідно до державної тематики НДР Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя «Моделювання, синтез та розробка енергоефективних транспортуючих та перевантажувальних систем для технологічної обробки насипних вантажів» (№ державної реєстрації 0117U002246, 0113U000254). Робота є складовою частиною вирішення важливої науково-технічної проблеми з розвитку піднімально-транспортних машин, яку затверджено постановою КМУ за № 452-Р від 03.08.2006 р.

Мета та завдання дослідження. Метою дослідження є розширення функціональних можливостей гвинтових транспортних механізмів шляхом розроблення та обґрунтування раціональних параметрів комбінованого робочого органу гвинтового конвеєра.

Завдання дослідження – вирішення важливого науково-технічного завдання, яке полягає у розробленні аналітично-емпіричних методів обґрунтування раціональних параметрів комбінованих робочих органів гвинтового конвеєра.

Шляхом ідентифікації відомих досліджень технологічних процесів транспортування матеріалів гвинтовими конвеєрами вирішення даного завдання зведено до розв'язання прикладних задач:

- на основі проведеного аналізу технологічних процесів одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів удосконалити конструктивно-технологічну схему гвинтового конвеєра з комбінованим робочим органом;
- розробити математичну модель, яка характеризує функціональну зміну інтенсифікації процесу транспортування дискретних одиниць подрібнених коренеплодів комбінованим робочим органом гвинтового конвеєра на основі аналізу матеріального балансу вхідних і вихідних потоків;

- розробити математичну залежність для визначення конструктивного геометричного коефіцієнта шнека;
- на основі залежності, яка характеризує зміну конструктивного геометричного коефіцієнта, уточнити рівняння для визначення коефіцієнта заповнення робочого простору гвинтового конвеєра;
- уточнити математичну модель продуктивності роботи гвинтового конвеєра на основі узгодження пропускної здатності шнека та коефіцієнта заповнення робочого простору;
- експериментально перевірити адекватність розроблених математичних моделей;
- провести порівняльні дослідження технологічних показників роботи удосконаленого та базового гвинтових конвеєрів і визначити економічну ефективність його застосування.

Об'єкт дослідження – технологічний процес роботи гвинтового конвеєра та комбінований робочий орган.

Предмет дослідження – конструктивно-кінематичні параметри комбінованого робочого органу та технологічні показники роботи гвинтового конвеєра.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження базувалися на математичному моделюванні технологічного процесу транспортування матеріалів комбінованим робочим органом гвинтового конвеєра з використанням основних положень класичної механіки, вищої математики та теорії машин і механізмів.

Експериментальні дослідження проводили в лабораторних умовах із використанням розроблених установок на основі методики математичного планування та реалізації планованих факторних експериментів. Теоретичні розрахунки та статистичне оброблення експериментальних даних проводили з використанням прикладних програм для комп'ютера.

Наукова новизна одержаних результатів. На основі проведених наукових досліджень обґрунтовано технологічний процес одночасного транспортування й подрібнення коренеплодів та основні конструктивно-кінематичні параметри гвинтового конвеєра. На цій підставі:

вперше розроблено:

- детерміновану математичну модель, яка функціонально описує процес транспортування дискретних одиниць подрібнених коренеплодів комбінованим робочим органом гвинтового конвеєра на основі аналізу матеріального балансу вхідних і вихідних потоків;

- емпіричні залежності, які характеризують продуктивність роботи та питомі затрати споживчої потужності гвинтового конвеєра залежно від параметрів процесу;

уточнено:

- рівняння для визначення коефіцієнта заповнення робочого простору гвинтового конвеєра на основі уточненого конструктивного геометричного коефіцієнта шнека;

набула подальшого розвитку:

- математична модель продуктивності роботи гвинтового конвеєра на основі узгодження пропускної здатності шнека та уточненого коефіцієнта заповнення робочого простору.

Практична значущість отриманих результатів. Запропоновано і експериментально обґрунтовано удосконалену конструкцію гвинтового конвеєра та визначено його основні конструктивно-кінематичні параметри. Запропоновано рекомендації виробництву для вибору раціональних параметрів гвинтового конвеєра. Результати порівняльної оцінки удосконаленого та базового гвинтових конвеєрів підтвердили технологічну ефективність його застосування у виробничих умовах. Конструктивна новизна технічного рішення захищена патентом України на корисну модель. Результати досліджень упроваджено в компанії ПАП «Агропродсервіс» (Тернопільська обл., с. Настасів) у технологічній лінії для приготування кормів і використовуються у навчальному процесі Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та Луцького національного технічного університету під час викладання дисциплін, відповідно, «Проектування заготовок» і «Транспортно-накопичувальні системи та ПР».

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні та експериментальні дослідження за темою дисертації виконано здобувачем самостійно, постановку завдань, аналіз і трактування отриманих результатів – спільно з науковим керівником.

Результати роботи викладені одноосібно автором у 8 друкованих працях [1, 2, 5, 9, 12, 14-16]. У публікаціях, що виконані у співавторстві, особисто дисертантом виконано: розроблення методики проведення експериментальних досліджень продуктивності роботи та питомих затрат споживчої потужності [3]; розроблення емпіричної моделі питомих затрат споживчої потужності гвинтового конвеєра [4]; розроблення теоретичних залежностей для визначення конструктивного геометричного коефіцієнта шнека та коефіцієнта заповнення гвинтового конвеєра [6]; наведення обґрунтованих режимів роботи шнека [7]; застосування нанотехнологій для виготовлення спіралей шнека [8, 10]; наведення критерію якості для обґрунтування параметрів комбінованого робочого органу гвинтового конвеєра [11]; розроблення математичної моделі продуктивності роботи гвинтового конвеєра [13]; конструктивне розміщення ножів між витками шнека [17].

Особистий внесок здобувача у працях, які опубліковано у співавторстві, складає 65-75 %.

Апробація роботи. Результати проведених наукових досліджень, основні положення та висновки дисертаційної роботи доповідалися й отримали позитивну оцінку на: III, V, VI міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (м. Тернопіль, ТНТУ, 2014, 2016, 2017); V міжн. наук.-практ. конф. «Теоретичні та експериментальні дослідження в технологіях сучасного матеріалознавства і машинобудування» (м. Луцьк, ЛНТУ, 2015); Міжн. наук.-техн. конф. «Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве. Аграрная наука – сельскохозяйственному производству Сибири, Казахстана, Монголии, Беларуси и Болгарии» (г. Минск, НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства, 2016); II Міжн. наук.-практ. конф. «Сучасні технології промислового комплексу» (м. Херсон, ХНТУ, 2016);

XXII Міжн. наук.- практ. конф. «Фізичні та комп'ютерні технології» (м. Харків, 2016); XX наук. конф. Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, ТНТУ, 2017); XI Міжн. наук.-практ. конф. «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки» (м. Кропивницький, ЦНТУ, 2017); на розширеному науковому семінарі кафедри технології машинобудування ТНТУ ім. Івана Пулюя, 2018 р.

Публікації. Основні результати досліджень за темою дисертації опубліковано в 17 наукових працях, із них – 5 статей у фахових виданнях України, 4 – в рецензованих закордонних виданнях (2 статті в науко-метричній базі Scopus), 1 патент України на корисну модель, 7 тез наукових конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел із 195 найменувань і 27 додатків. Основні результати роботи викладено на 169 сторінках, де міститься 66 рисунків і 9 таблиць. Загальний обсяг дисертації складає 232 сторінки.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СТАНУ ТА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТНИХ МЕХАНІЗМІВ

1.1. Аналіз технологічних процесів і робочих органів гвинтових конвеєрів

Механізми та обладнання, які призначено для переміщення насипних вантажів або матеріалів безперервним потоком, а штучних вантажів – з певним дискретним інтервалом, називають транспортними машинами безперервної дії. Вони займають провідне місце серед піднімально-транспортних машин різного призначення [4]. Транспортні машини застосовують в якості транспортуючих механізмів у галузі важкої промисловості, будівництві, сільськогосподарському виробництві тощо для переміщення різних насипних (вугілля, руда, цемент, пісок, щебінь, ґрунт, зерно, коренеклубнеплоди тощо) і штучних (цегла, пиломатеріали, труби, злитки, деталі машин тощо) вантажів [5-7].

Характерною особливістю цих машин є те, що завантаження та розвантаження матеріалів відбувається без зупинки робочого органу та в процесі його безперервного руху.

Машини безперервного транспорту є основою комплексної механізації вантажно-розвантажувальних і виробничих процесів, що значно підвищує продуктивність праці та ефективність виробництва [8]. У потоковому та гнучкому автоматизованому промисловому виробництві транспортні механізми є складовою частиною основного технологічного устаткування або основних механізмів, від яких залежить робота всього підприємства загалом. Вони дозволяють раціонально організовувати потокові механізовані та автоматизовані виробничі процеси.

У загальному транспортні машини за способом або принципом транспортування (переміщення) матеріалів поділяють на три основні класи: механічні конвеєри, пневматичні та гідравлічні установки [9].

В аграрному секторі виробництва сільськогосподарських культур, переробній та харчовій галузях промисловості, як правило, використовують механічні конвеєри [10-13], специфіка застосування яких зумовлена наявністю широкої гами технологічних процесів збирання та переробки продукції.

При цьому механічні конвеєри призначені для транспортування (переміщення в горизонтальному, похилому та вертикальному напрямках) продуктів аграрного виробництва, наприклад, коренеплодів, картоплі, зерна, кормових сумішей, мінеральних і органічних добрив тощо. При цьому механічні конвеєри за ознакою своїх конструктивних особливостей можуть одночасно виконувати суміжні функції – змішування продуктів, дроблення матеріалів, дозування матеріалів, сепарацію домішок тощо [14-16].

У зв'язку з подорожчанням і недостатньою кількістю енергоносіїв як у світі, так і Україні зокрема, все більше уваги приділяють виробництву біопалива, яке отримують з високопродуктивних енергетичних сільськогосподарських культур [17]. Перспективним альтернативним джерелом енергії сьогодення є тверда біомаса органічного та рослинного походження, яка є екологічно чистим відновлюваним джерелом енергії [18].

При цьому базовою сировиною для виробництва відновлювальної енергії є продукція рослинництва, з якої виробляють різновиди палива – біодизель і біоетанол. Для виробництва етанолу використовують будь-яку сировину, що містить значну кількість цукру, або матеріали, які можуть бути перетворені в цукор, крохмаль чи целюлозу [19]. Цукроносними культурами, які використовуються в якості сировини, є цукрові та кормові буряки, цикорій кореневий, кукурудза, цукрова тростина, цукрове сорго, ріпак тощо.

Провідна роль у даному переліку належить коренеплодам, які мають значний енергетичний потенціал серед культур аграрного виробництва. Сучасні сорти та гібриди коренеплодів мають високий потенціал урожайності (понад 50...100 т/га) та після підготовки й переробки сировини з 1 га коренеплодів мають значний вихід чистої альтернативної й дешевої енергії у вигляді біогазу, з якого отримують біоетанол [20].

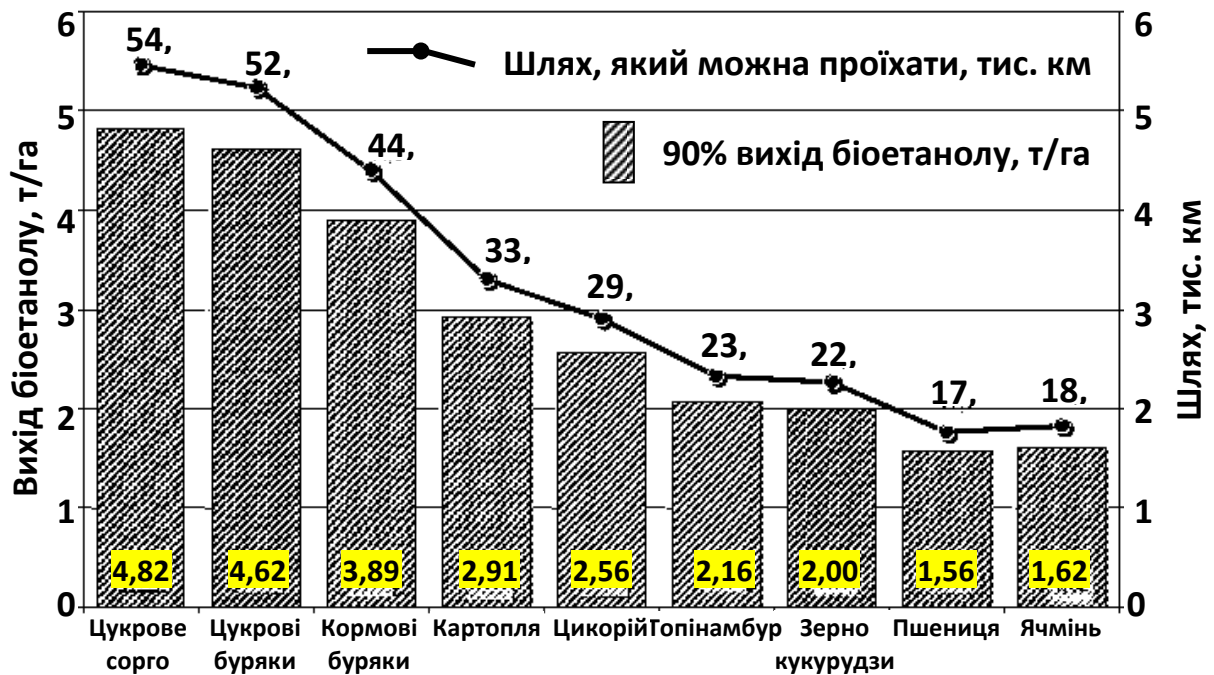


Рисунок 1.1 – Діаграма потенційного виходу біоетанолу з 1 га посівів сільськогосподарських культур.

На рис. 1.1 наведено діаграму, яка характеризує потенційно можливий вихід біоетанолу з 1 га посівів різних сільськогосподарських культур [21].

За конструктивною ознакою основного робочого органу механічні конвеєри систематизують на дві основні групи: механічні конвеєри з гнучким тяговим робочим органом; механічні конвеєри без гнучкого тягового робочого органу [22].

До механічних конвеєрів з гнучким тяговим робочим органом належать різні типи горизонтальних, похилих і вертикальних елеваторів або транспортерів: стрічкові, скребкові та ковшові елеватори, ланцюгові пруткові та ланцюгові скребкові транспортери тощо.

До механічних конвеєрів без гнучкого тягового робочого органу відносять гвинтові конвеєри (ГК), роликові та інерційні транспортні механізми.

ГК, серед цієї групи транспортних машин, займають провідне місце для переміщення вантажів, як правило, на невеликі відстані за допомогою гвинта, що обертається. Переміщення вантажів відбувається в двох напрямках – впоперек обертання гвинта або вздовж, подібно гайці, яка рухається по гвинту та утримується під час спільного з ним обертання.

Основним робочим органом ГК є суцільний гвинт або шнековий конвеєр, який виконано у вигляді трубного барабана 1 (рис. 1.2), на зовнішній поверхні якого по гвинтовій лінії під певним кутом нахилу або підйому гвинтової лінії та з певним кроком T відносно осі обертання шнека O закріплено спіральну навивку, яка утворює витки 2 шнека.

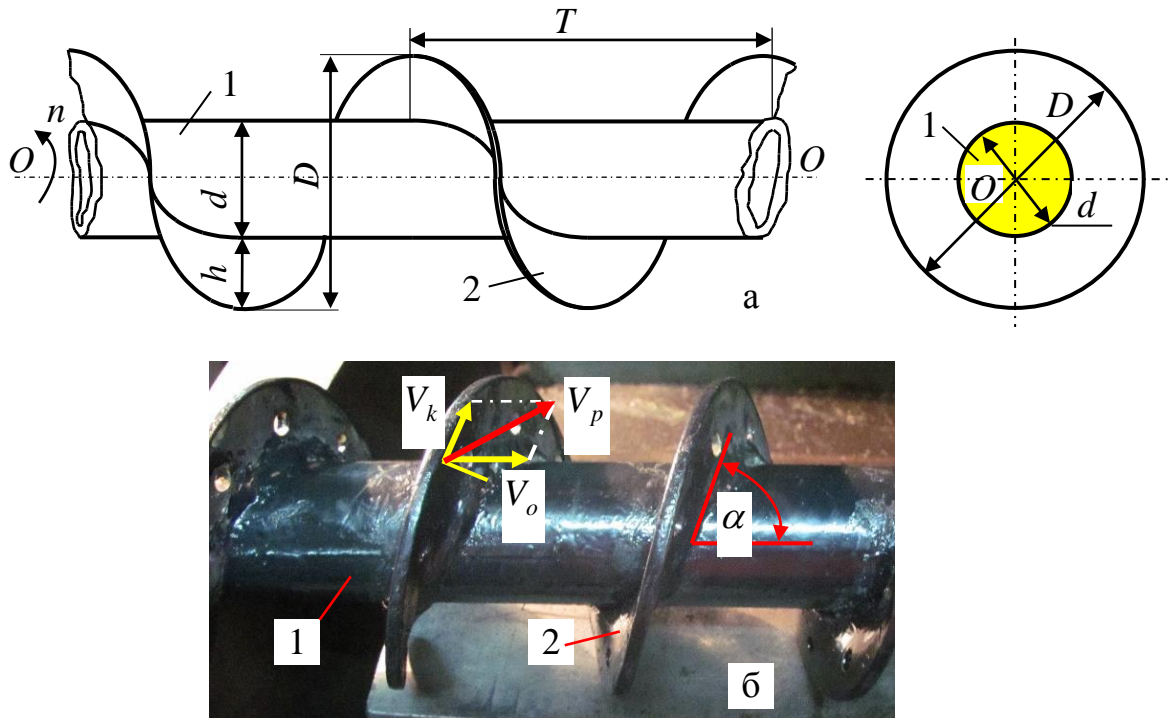


Рисунок 1.2 – Конструктивна схема (а) та загальний вигляд (б) шнека:

1 – барабан; 2 – виток шнека.

Основними конструктивно-кінематичними параметрами, які визначають технологічні властивості та характеристики шнека, є зовнішній діаметр D шнека, діаметр d барабана, висота витка шнека h , крок витків T , який конструктивно взаємопов'язаний з кутом підйому гвинтової лінії α , частота обертання шнека n .

Виконання технологічного процесу транспортування продуктів (матеріалів) ГК відбувається наступним чином. У процесі обертання шнека з частотою n (рис. 1.2а) виникає результуюча швидкість руху V_p (рис. 1.2б) спіральної навивки за рахунок векторного сумування колової швидкості V_k та швидкості осевого переміщення V_o витків 2 шнека. При цьому продукти

витками 2 шнека, залежно від конструктивного виконання та співвідношення основних конструктивно-кінематичних параметрів шнека, переміщуються спіральною навивкою або витками 2 відносно осі обертання OO шнека в одному із двох напрямків – уздовж або впоперек осі обертання OO шнека, тобто паралельно або перпендикулярно поздовжній осі шнека (додаток Б1.1).

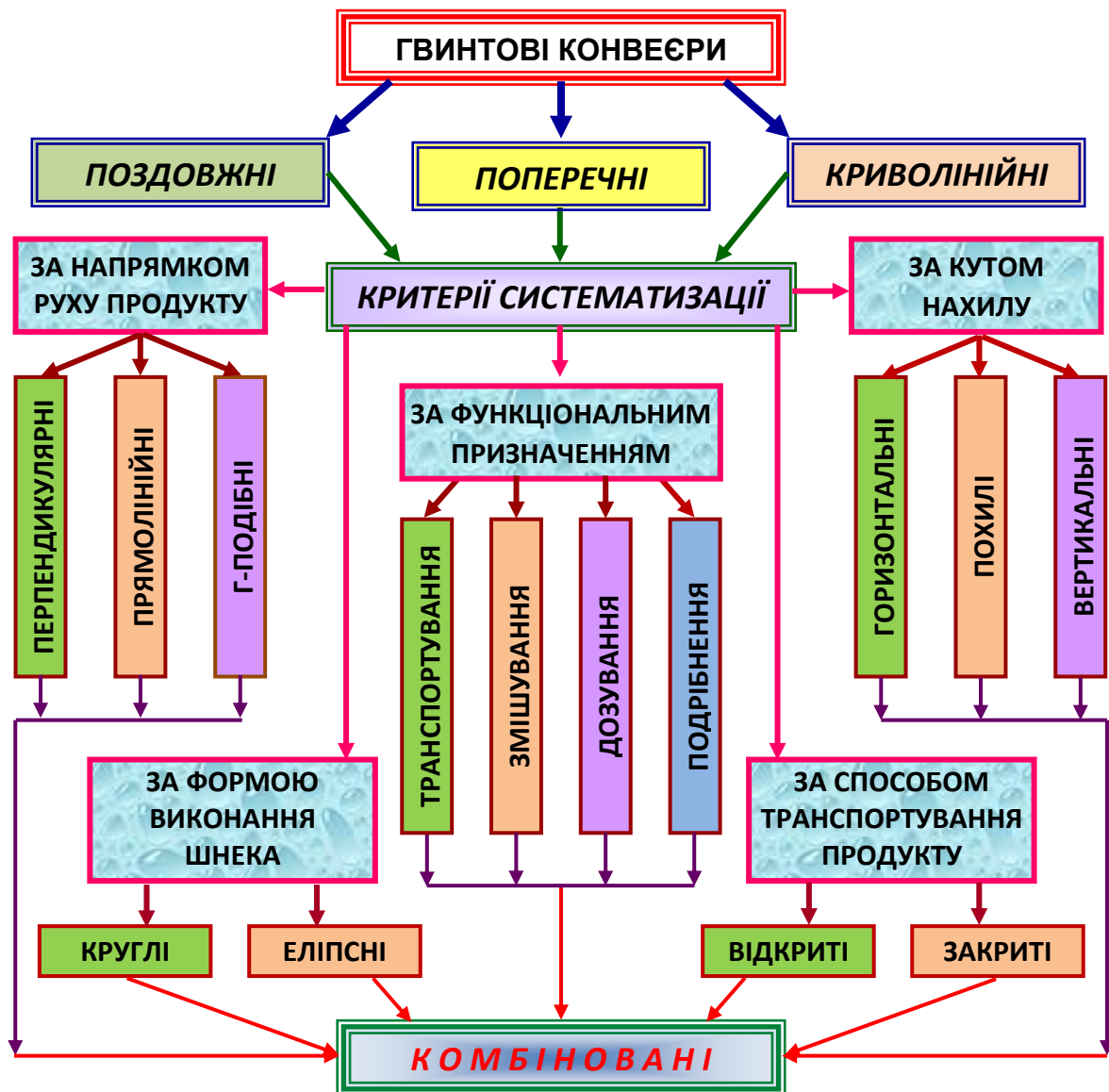


Рисунок 1.3 – Класифікація гвинтових конвеєрів.

Для проведення подальшого конструктивно-технологічного аналізу розглянемо складену за відповідними критеріями систематизації класифікацію ГК, які використовуються в сільськогосподарських машинах і в різних типах механізмів харчової та переробної промисловості, рис. 1.3.

У загальному згідно з поставленим технологічним завданням ГК за способом транспортування сировини і продуктів її переробки класифікують на:

- поздовжні – переміщення матеріалу прямолінійною трасою транспортування або паралельно осі обертання шнекового конвеєра;
- поперечні – переміщення матеріалу поперек траси транспортування або перпендикулярно осі обертання шнекового конвеєра;
- криволінійні (безстрижневі) – переміщення матеріалу криволінійною трасою транспортування або криволінійно осі обертання шнекового конвеєра.

Переважають криволінійні ГК з криволінійною трасою переміщення застосовують для переміщення дрібно сипких продуктів – зерна та продуктів переробки зернових культур [23].

Але, як правило, вони не знайшли широкого впровадження та застосування для транспортування коренеплодів у зв'язку з їх недостатньою надійністю виконання технологічного процесу та забезпечення необхідної стабільності транспортування на криволінійних ділянках траси [24].

В основу класифікації ГК покладено п'ять визначальних (основних) критеріїв систематизації:

- за напрямком руху продукту транспортування відносно поздовжньої осі обертання робочого органу ГК поділяють на перпендикулярні, прямолінійні та Г-подібні;
- за кутом нахилу осі обертання робочого органу відносно горизонту ГК поділяються на горизонтальні, похилі та вертикальні;
- за формою виконання основного робочого органу або поперечного перерізу шнека ГК поділяють на круглі (круглого перерізу) та еліпсні (переріз має форму еліпса);
- за способом транспортування продукту ГК поділяють на відкриті, в яких шнек не має робочого жолоба або шнек розташований у відкритому жолобі прямокутної, трапецієподібної, напівкруглої, іншої форми та закриті, в яких шнек розташований у циліндричному жолобі або в напрямній циліндричній трубі.

ГК, які класифікують за критерієм систематизації «за напрямком руху продукту», або за адекватним напрямком руху технологічного потоку продукту, тобто перпендикулярні (рис. 1.4а), прямолінійні (рис. 1.4б) та Г-подібні (рис. 1.4в, г), а також ГК, які класифікують за критерієм систематизації «за способом транспортування продукту», тобто відкриті (рис. 1.5), за конструктивними особливостями, переважно мають два і більше робочих русел.

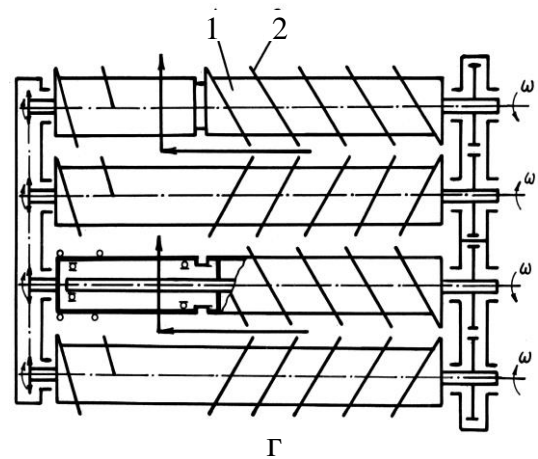
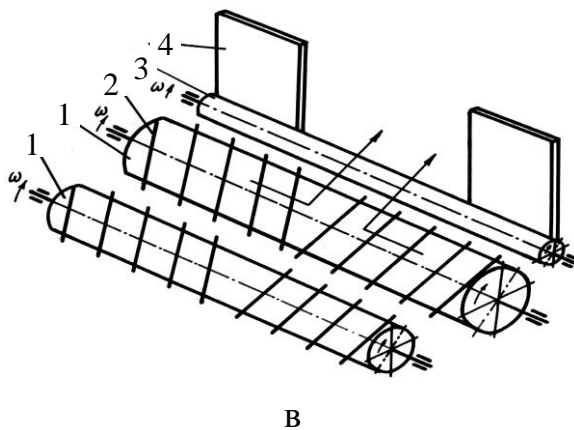
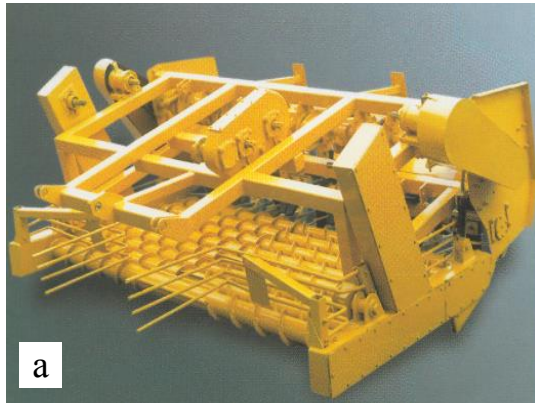


Рисунок 1.4 – Загальний вигляд (а, б) і конструктивна схема (в, г) ГК: а – перпендикулярні; б – прямолінійні; в, г – Г-подібні; 1 – барабан; 2 – виток; 3 – валець; 4 – екран.

ГК, які класифікують за критерієм систематизації «за напрямком руху продукту», тобто перпендикулярні, прямолінійні, Г-подібні (рис. 1.4), та ГК, які класифікують за критерієм систематизації «за формою виконання шнека», тобто круглі, еліпсні (рис. 1.5г), у більшості випадків застосовують в коренезбиральних машинах для одночасного транспортування коренеплодів і сепарації ґрунтових та рослинних домішок [25-27].

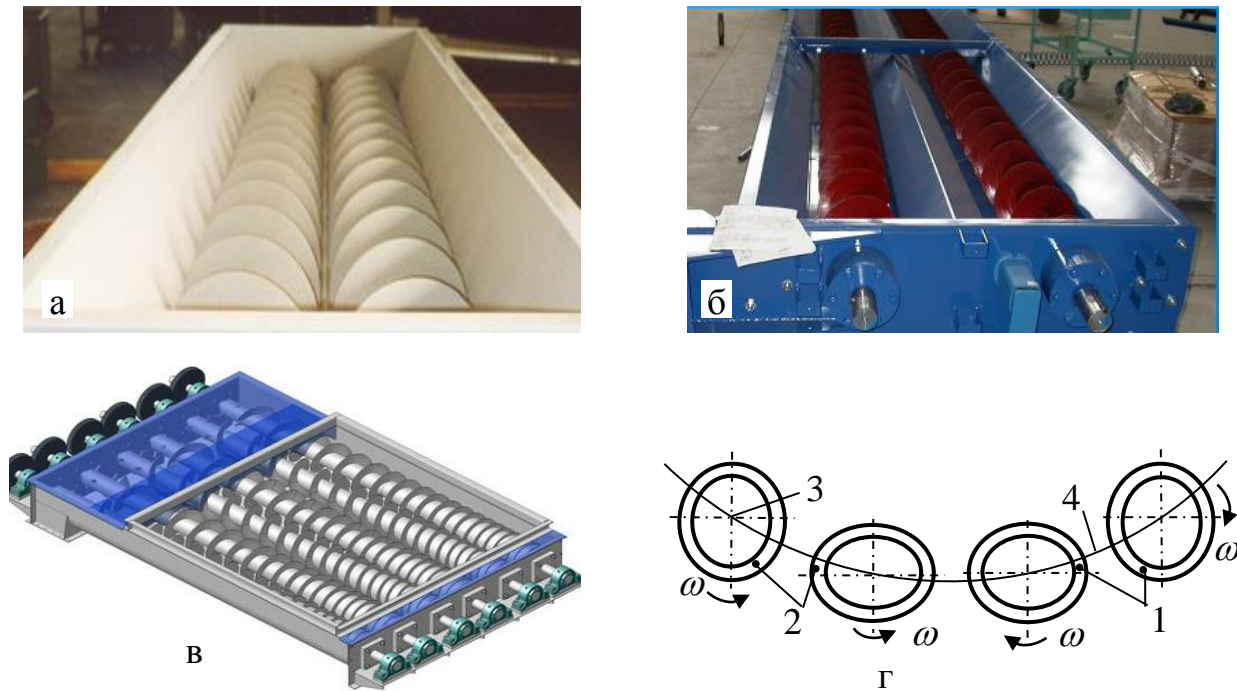


Рисунок 1.5 – Загальний вигляд поздовжнього (а, б), поперечного (в) та конструктивна схема поздовжнього еліпсного (г) ГК: 1, 2 – права та ліва система еліпсних шнеків; 3 – вісь обертання; 4 – нижня гілка еліпса.

Відкриті ГК, в яких шнек розташований у відкритому жолобі різної форми (рис. 1.5а, б, в) у більшості випадків застосовують у технологічних лініях переробної промисловості для підготовки та переробки сировини з коренеплодів з метою одночасного транспортування, сепарації ґрунтових і рослинних домішок, очищення коренеплодів від налиплого ґрунту на їх поверхні, або миття та відповідної хіміко-біологічної обробки коренеплодів [28, 29], а також у лініях для роздачі кормів на тваринницьких фермах [30, 31].

Похилі ГК, які класифікують за критерієм систематизації «за кутом нахилу» бувають пологопохилі та крутопохилі. Будова та принцип роботи (процес переміщення сільськогосподарських вантажів) вертикального (рис. 1.6а, в) і крутопохилого (рис. 1.6б, в) ГК майже однакова, або однотипна [32].

Вертикальні (крутопохилі) ГК відносяться до конвеєрів спеціального типу. Конвеєр складається з закріпленого на опорному підшипнику вала із суцільними гвинтовими витками (шнека), який обертається в циліндричному кожусі (напрямній трубі). Нижня ділянка шнека виконується зі змінним кроком.

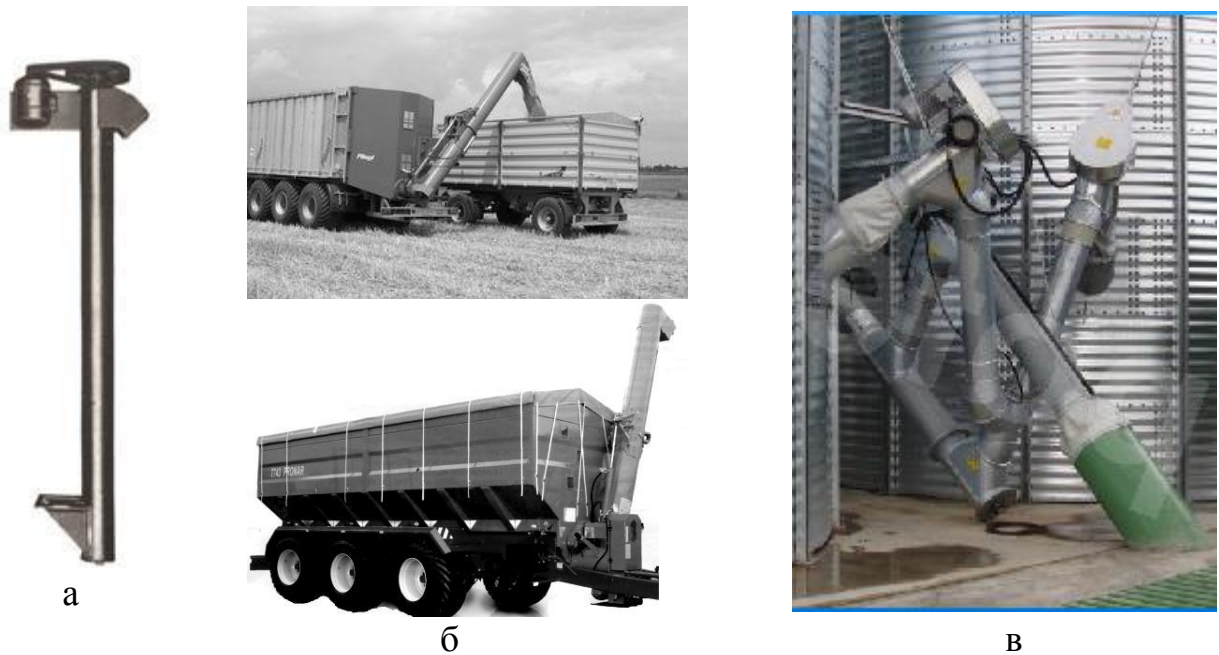


Рисунок 1.6 – Загальний вигляд ГК: а – вертикального; б – крутопохилого; в – комбінація крутопохилого та горизонтального.

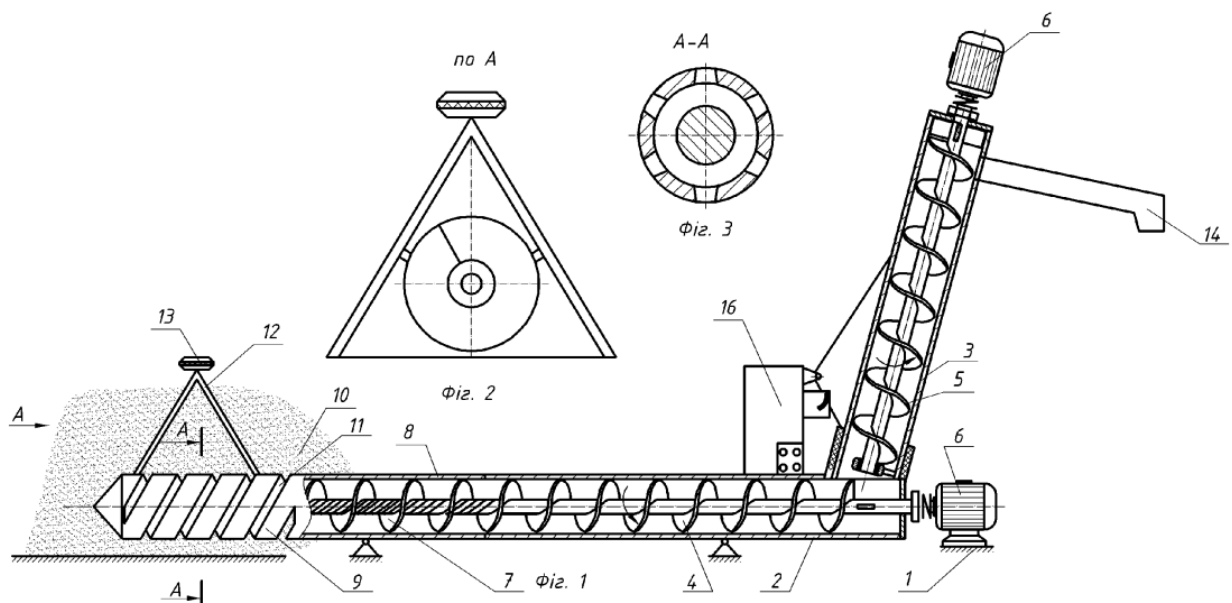


Рисунок 1.7 – Схема крутопохилого ГК: 1 – рама; 2, 3 – кожух; 4, 5 – шнек; 6 – привод; 7 – гвинтова спіраль; 8 – гнучкий патрубок; 9 – циліндричний наконечник; 10 – вантаж насипний; 11 – наскрізні пази; 12 – опорний пристрій; 13 – регулювальна ручка; 14 – вивантажувальний патрубок.

Їх застосовують для механізації перевантажувальних робіт із сипкими вантажами, вони можуть бути стаціонарними, пересувними, а також навісними на транспортних засобах [33].

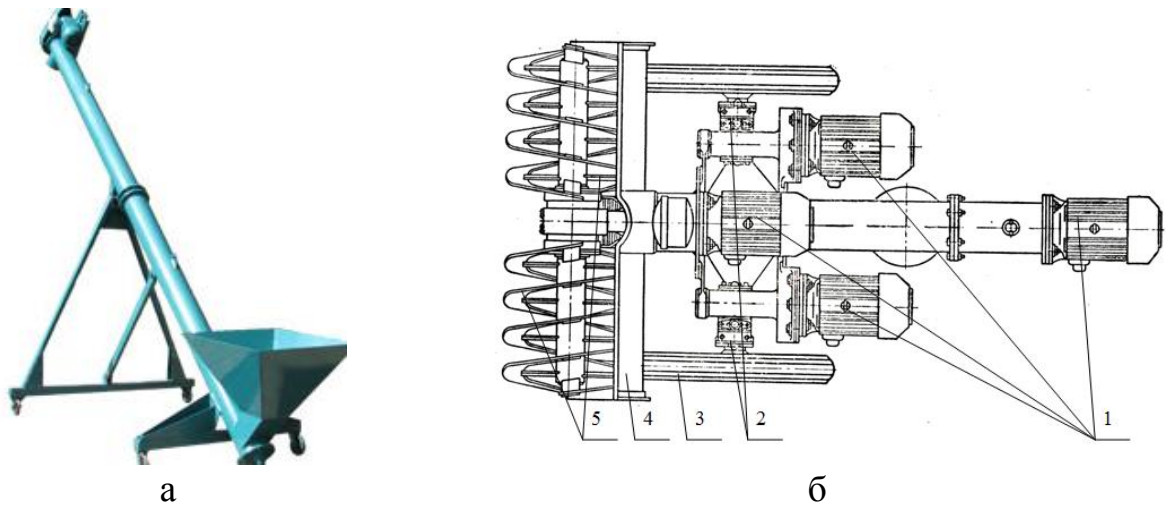


Рисунок 1.8 – Загальний вигляд (а) пересувного візка та конструктивна схема (б) забірної шнека: 1 – електродвигун; 2 – привод механізму пересування; 3 – опорні колеса; 4 – рама; 5 – забірний шнек.

Наприклад, в якості транспортних засобів для механізації тваринницьких ферм, приймальних зернових потоків застосовують пересувні крутопохилі ГК: забірні шнеки, візки (рис. 1.8) [34].

Продуктивність таких ГК становить від 60 до 200 т/год, а максимальна продуктивність роботи в країнах Європи може сягати 350...400 т/год. Найбільша висота перезавантаження зерна може становити 4,5...6,5 м [35, 36].

Завантаження сипкими матеріалами в таких ГК відбувається, як правило, шнеком 4 (рис. 1.7) гвинтового живильника, або шнеком 5 (рис. 1.8б), а розвантаження – через вивантажувальний патрубок 14 угорі кожуха 3 (рис. 1.7) [37].

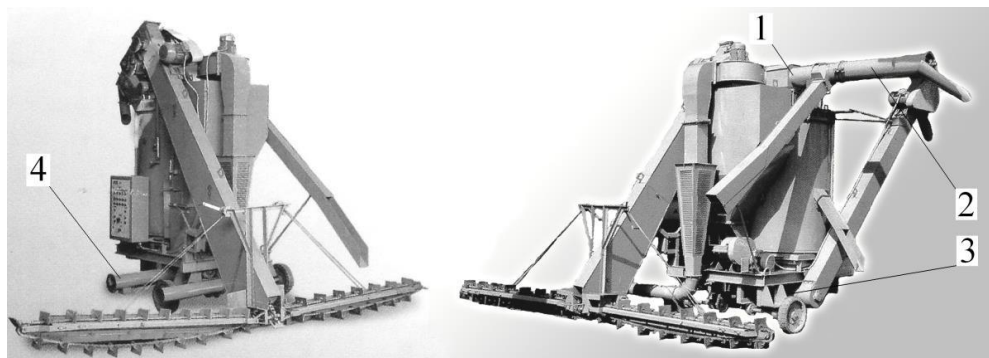


Рисунок 1.9 – Загальний вигляд зерноочисних машин: 1 – шнековий живильник; 2 – відкидний шнек; 3 – крутопохилий ГК чистого зерна; 4 – горизонтальний ГК домішок.

Обертання шнека та гвинта-живильника відбувається за допомогою одного спільного або двох роздільних (окремих) приводів – двигунів, приводних валів, карданних передач тощо (рис. 1.9). Вантаж під дією відцентрової сили притискається до поверхні циліндричного кожуха та переміщується у відносному русі вздовж осі обертання здійснюючи абсолютний рух по гвинтовій траєкторії [38, 39].

У зерноочисних машинах (рис. 1.9) процес транспортування та переміщення зерна з домішками в дозатор зерноочисного блока здійснюється за допомогою шнекового живильника 1, а відведення очищеного зерна і домішок – відповідно за рахунок крутопохилого 3 і горизонтального 4 однозахідних ГК. Крім того, за рахунок відкидного шнека 2 такі машини використовують також для навантаження чистого зерна в місткість [40].

Світовими лідерами з виробництва зерноочисних машин у яких процеси переміщення зернового матеріалу здійснюються крутопохилими ГК (шнековими механізмами), є фірми «PETKUS», «Schmidt-Seeger», «RIELA» (Німеччина), «CIMBRIA» (Данія), «Karter Day», «CRIPPEN» (США), «Arrow Corp» (Канада) та інші [41-43].

Під час проектування вертикальних (крутопохилих) ГК враховують особливості їх транспортних властивостей – ефективність транспортування вантажів залежить від частоти обертання та від заповнення вантажем робочого простору кожуха [44].

До горизонтальних ГК, які класифікують за критерієм систематизації «за кутом нахилу» також відносять пологопохилі ГК. Будова та принцип роботи (процес переміщення сільськогосподарських вантажів) горизонтального (рис. 1.10) і пологопохилого (рис. 1.11) ГК, подібно вертикальним (крутопохилим) ГК, також однакова (додаток Б.2.1).

У загальному аспекті горизонтальний (пологопохилий) ГК складається з поздовжнього вала, на якому закріплено гвинтові витки, що утворюють шнек. Шнек розміщено у напрямній трубі (кожусі, жолобі) та встановлено у підшипникових опорах, при цьому осі вала шнека та привода співпадають одна

з одною. Привод шнека може бути виконаний у вигляді електродвигуна з редуктором (рис. 1.10а, в, г; рис. 1.11б, в, г), або у вигляді електродвигуна з пасовою передачею (рис. 1.10б, рис. 1.11а), які приводять в обертовий рух шнек. Насипний вантаж подається в жолоб через завантажувальний бункер або завантажувальну горловину. Розвантаження жолоба проводиться через розвантажувальну горловину (додаток БЗ.1).

Шнеки таких ГК виконують з правим або лівим напрямком спіралі, яка може мати один, два або три заходи навивання спіральних витків.

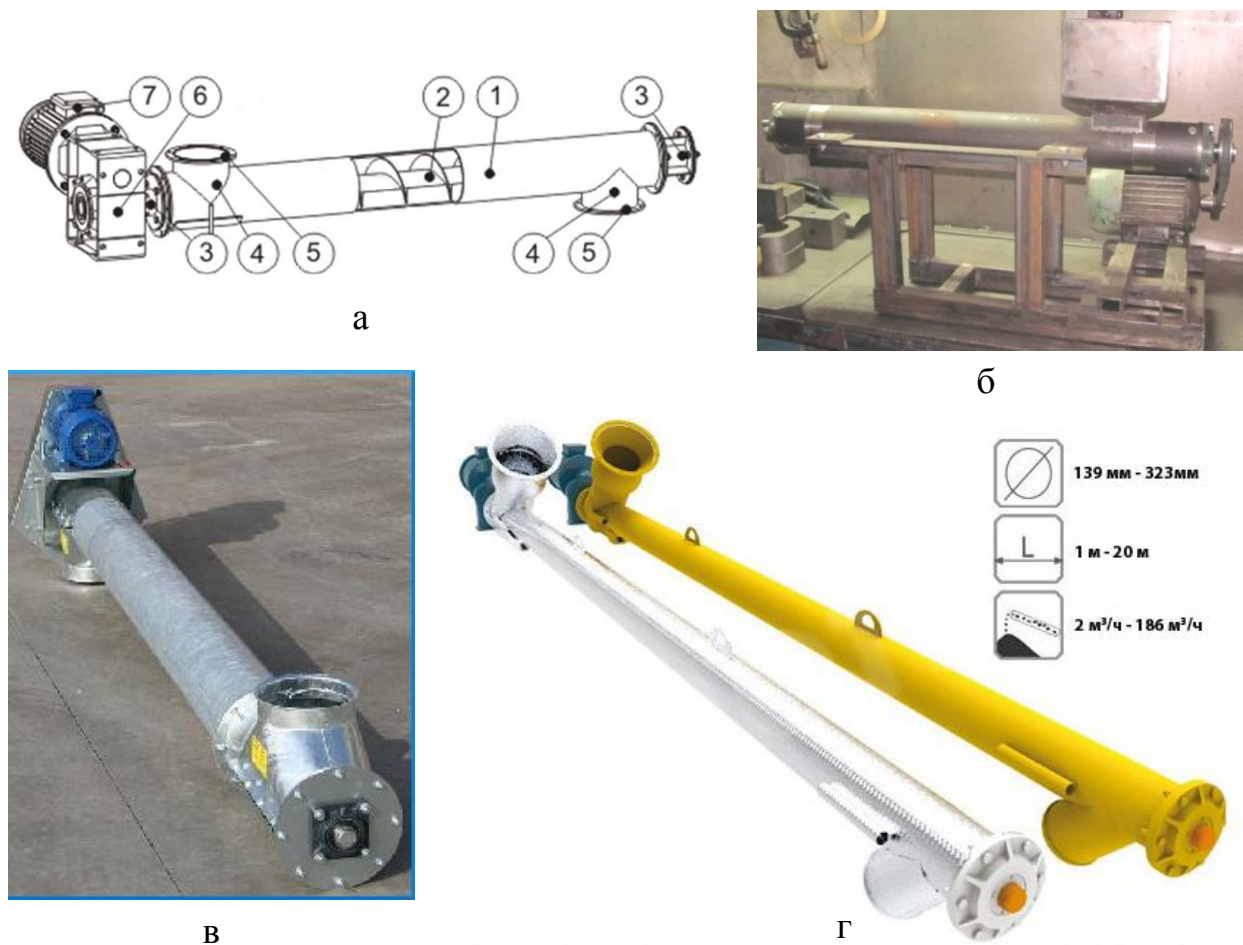


Рисунок 1.10 – Конструктивна схема (а) та загальний вигляд (б, в, г) горизонтального ГК: 1 – кожух; 2 – шнек; 3 – опора; 4 – завантажувальна та розвантажувальна горловина; 5 – фланець; 6 – редуктор; 7 – електродвигун.

Комбіновані ГК набули широкого використання в сільськогосподарському виробництві, переробній та харчовій галузях промисловості, специфіка яких зумовлена широкою гамою технологічних процесів збирання та переробки

продукції. Тому при їх проектуванні слід враховувати специфічні технічні вимоги та функціонально-експлуатаційні характеристики машин для виконання відповідних робіт, а також особливості транспортно-технологічних процесів і фізико-механічних властивостей матеріалів, які переробляються [34].

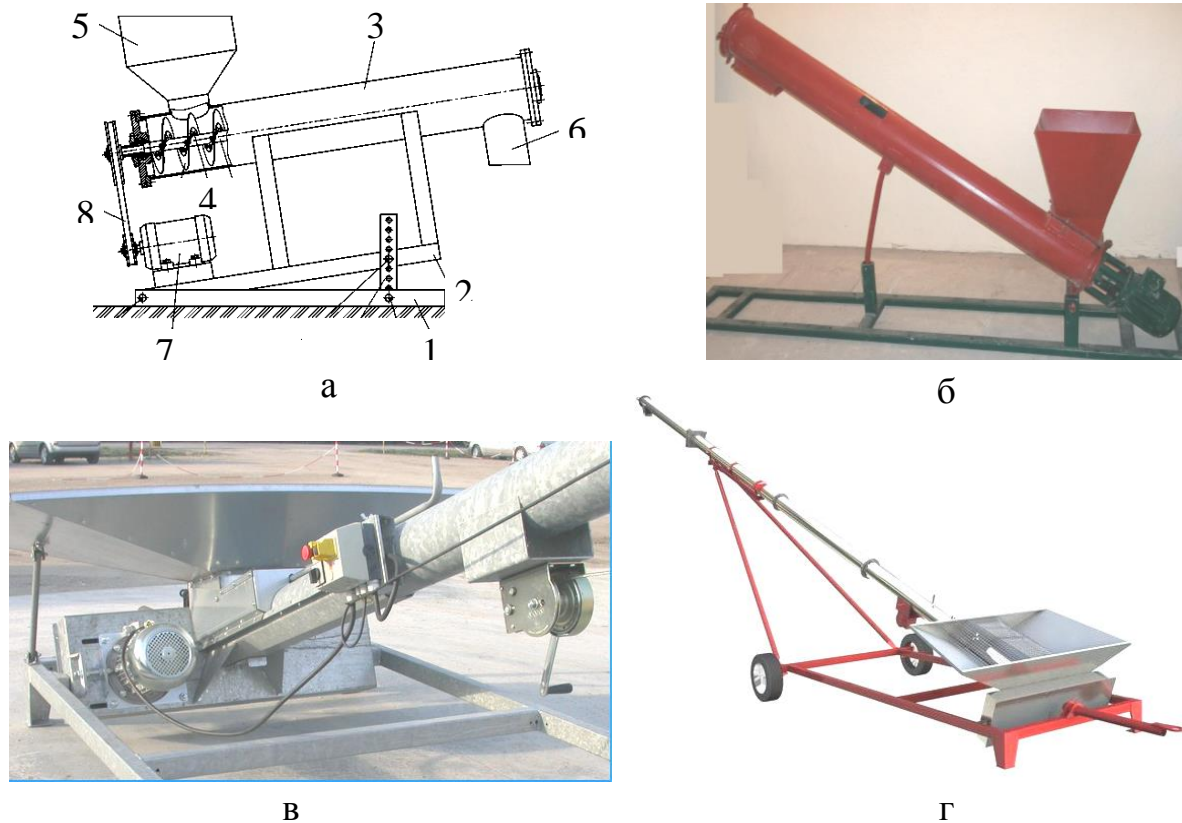
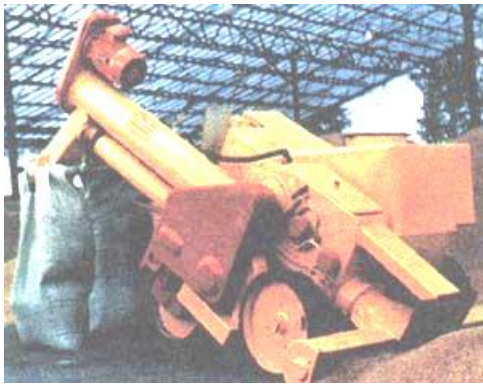


Рисунок 1.11 – Конструктивна схема (а) та загальний вигляд (б, в, г) пологопохилого ГК: 1, 2 – відповідно, основна і рухома рама; 3 – закритий кожух; 4 – шнек; 5, 6 – завантажувальний бункер і розвантажувальна горловина; 7 – електродвигун; 8 – привод шнека.

У дробарках, пресах відбувається подрібнення продуктів, відтискання соку й транспортування продуктів переробки, а в певних конструкціях комбінованих ГК – одночасне змішування і протруєння (рис. 1.12а, б) змішування і транспортування продуктів (рис. 1.12в) або, наприклад, змішування і дозування (рис. 1.12г) [34, 45].

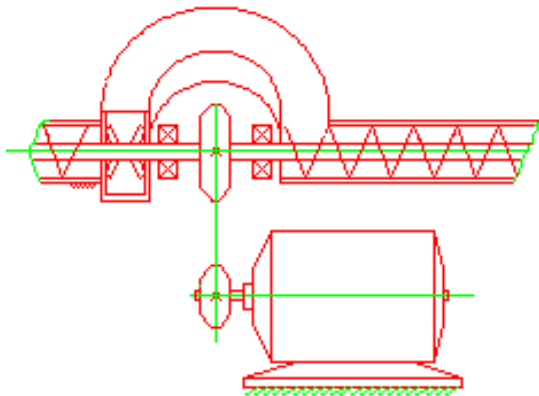
Таким чином, на основі поставлених завдань і проведеного аналізу конструкцій як однотипних, так і комбінованих ГК можна констатувати:



а



б



в



г

Рисунок 1.12 – Загальний вигляд (а, б, г) та схема (в) комбінованих ГК: а – протруювач насіння; б – дробарка; в – шнековий змішувач; г – змішувач-роздавач кормів.

1. Досить широке застосування ГК в аграрному виробництві було досягнуто за рахунок наступних переваг:

- простота конструкції шнека у формі спіралі дозволяє більш ефективніше транспортувати вантажі, проводити монтаж ГК за малої вартості виробу [46];
- установка ГК під кутом 45 град. і більше дозволяє зекономити виробничі площі [46];
- компактність і надійність в експлуатації;
- незначна маса (в 2–3 рази менша) та незначні затрати потужності за однакової продуктивності й висоти транспортування порівняно з іншими транспортними механізмами [47];
- розвантаження ГК можливе практично в будь-якому місці шляху та напрямку транспортування [48].

2. До основних недоліків ГК, які характеризують технологічні потреби, необхідно віднести:

- часткове пошкодження (дроблення) зернової та насіннєвої продукції в процесі «чистого» транспортування;
- недостатня виробнича продуктивність транспортування;
- неможливість одночасного транспортування та подрібнення відносно крупних продуктів рослинництва за наявними конструктивними недоробками та недоліками.

1.2. Аналіз теоретично-експериментальних досліджень гвинтових конвеєрів

Основні напрямки розроблення та оптимізації параметрів транспортних машин, які є фундаментальними для виробничих процесів функціонування ГК, наведено в працях видатних вчених Адагимова К.А. [49, 50], Александра Л.М. [51], Александрова М.П. [52-54], Вайсона А.А. [10, 55, 56], Григор'єва А.М. [23, 57, 58], Желтова В.П. [59-61], Зенкова Р.Л. [62-64], Краснікова В.В. [65-67], Плавинського В.І. [68], Преображенського П.А. [69-71], Рудя А.О. [72], Штремхеля Т.Х. [73] та інших.

У працях описано та проаналізовано актуальність застосування ГК у виробничих умовах різних галузей промисловості, основні принципи роботи ГК або принципи складного руху матеріальної точки по поверхні шнека в напрямку руху під час обертання гвинта. Наведено способи проектування та виготовлення робочих органів, методики аналітичних розрахунків і експериментального обґрунтування конструктивно-кінематичних і технологічних параметрів шнеків, завантажувально-розвантажувальних пристроїв ГК.

Вагомий внесок у теорію подальшого розвитку концепції розроблення принципів і методів застосування ГК у секторі промислового виробництва наведено у працях Адамчука В.В. [74,75], Василенка П.М. [76, 77], Гевка Б.М.

[11, 78-81], Гевка Ів.Б. [1, 3, 82], Гевка Р.Б. [4, 37, 83-86], Груздєва І.Е. [87], Зуєва Ф.Г. [88], Кукти Г.М. [89], Корнєєва Г.В. [90], Ловейкіна В.С., [7, 91-93], Михайлова С.Н. [94], Пилипця М.І., [95-97] Ревенка І.І. [98], Рогатинського Р.М. [8, 99-101], Розума Р.І. [102], Ромасевича Ю.О. [91, 93, 103, 104], Спиваковського О.О. [105], Сторожук І.М. [106], Тимошенка С.П. [107], Хайліса Г.А. [108], Часова Д.П. [47], Штукова Н.К. [109, 110], Янчина С.К. [111] та інших.

Ними розроблено основні засади функціонування, проектування, розрахунку та застосування ГК для підготовки насіннєвого матеріалу (очищення складу насіння від домішок, протруювання насіння) зернових сільськогосподарських культур, внесення мінеральних і органічних добрив, переробки зібраного урожаю на зернових токах, переробки, змішування, приготування та роздавання кормів на птахофабриках і свинофермах, харчової та переробної промисловості.

Також ГК застосовуються у технологічних схемах гичкозбиральних модулів коренезбиральних машин для транспортування і вивантаження зрізаної гички коренеплодів у валок або її розкидання на зібране поле [112, 113].

Зокрема в працях наведено шляхи розв'язку наукових задач і проблем, які направлено на пошук методів обґрунтування та оптимізації параметрів і режимів роботи ГК шляхом аналізу процесів взаємодії їх робочих органів з зерновими матеріалами та рослинними рештками.

Основні технологічні принципи транспортування ГК крупних коренеплодів і супутні процеси, які супроводжуються та реалізуються під час переміщення коренеплодів робочими органами ГК (очищення коренеплодів від домішок, сортування коренеплодів, запарювання коренеплодів, їх змішування з іншими кормовими компонентами тощо) викладено в наукових працях Барановського В.М. [2, 16, 114], Булгакова В.М. [25, 115], Гевка Б.М. [37, 116, 117], Гевка Р.Б. [26, 118-120], Паньків М.Р. [121-123], Пилипця М.І. [45, 95-97, 124-126], Погорілого Л.В. [127-129], Рогатинського Р.М. [32, 100, 101, 130-133], Соколова А.Я. [134], Татьянка М.В. [135], Шабельника Б.П. [136, 137] та інших.

У них наведено узагальнені методології розроблення та теоретично-експериментальні методики розрахунку технологічних параметрів одночасного транспортування, очищення та калібрування коренеплодів і обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів ГК.

У працях зарубіжних учених [138-142], як правило, описано результати експериментальних досліджень з визначенням технологічних і силових показників, а також показників якості роботи ГК в складі транспортних машин.

Таким чином, на основі проведеного аналізу результатів відомих досліджень можна констатувати, що в них на недостатньому рівні викладено розв'язок наукової задачі, яка розкриває сутність технологічного процесу функціонування ГК, що реалізується шляхом одночасного транспортування та подрібнення крупних коренеплодів його робочими органами.

Зважаючи на це та враховуючи наукові завдання, які поставлено в дисертаційній роботі, особливу увагу необхідно зосередити на аналізі відомих результатів наукових досліджень з визначення продуктивності та енергетичних затрат споживчої потужності процесу транспортування матеріалів, які залежать від конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів ГК (рис. 1.2), ступеня заповнення робочого простору та властивостей матеріалів.

Ці показники визначають і характеризують техніко-економічну ефективність застосування ГК у виробничих умовах.

У загальному в більшості наукових робіт продуктивність Q_m (кг/с) роботи ГК визначають для машин безперервної дії за формулою

$$Q_m = \rho A v_n \psi, \quad (1.1)$$

де ρ – питома маса матеріалу, кг/м³;

A – площа перетину потоку, м²;

v_n – швидкість осьового переміщення потоку вздовж осі обертання шнекового конвеєра, м/с;

ψ – коефіцієнт заповнення робочого простору.

Залежно від призначення, кута установки, матеріалу транспортування тощо, найбільш відомі залежності для визначення продуктивності Q_m (т/год) роботи ГК наведено в працях [3, 7, 10, 37, 39, 52, 55, 57, 62, 65]:

$$Q_m = 47D^3 \rho g_n \psi c k_m; \quad Q_m = 3600 F_c g_n \rho; \quad Q_m = 47,1 \rho \psi T n c [(D + 2\lambda)^2 - d^2]; \quad (1.2)$$

$$Q_m = 15\pi D^2 T n \rho \psi c; \quad Q_m = 15\pi D^2 T n \rho \psi; \quad Q_m = 0,047 D^2 \rho \psi T n \lambda, \quad (1.3)$$

де D , d , T , n – зовнішній діаметр (м), діаметр барабана (м), крок (м), частота обертання (об/хв) шнека;

c – коефіцієнт кута нахилу до горизонту;

k_m – коефіцієнт осьової швидкості матеріалу;

F_c – середня площа поперечного перерізу потоку, м²;

λ – радіальний зазор, м.

Визначальним параметром, який має значний вплив на зміну функціональної залежності зміни продуктивності та питомих затрат споживчої потужності роботи гвинтових механізмів залежно від параметрів процесу як теоретичного, так і експериментального характеру, є коефіцієнт ψ заповнення робочого простору (жолоба) ГК.

При цьому узагальненими показниками ефективності використання ГК є об'ємний η_Q та енергетичний η_N коефіцієнти корисної дії ГК, які функціонально взаємопов'язані між собою та які згідно з [142, 143] можна подати у вигляді наступного математичного запису:

- у загальному випадку функціонального запису між безрозмірними комбінаціями основних параметрів шнека

$$\eta_Q = f_Q(k_d; k_s; G_\omega; f_o; f_1; f_2); \quad \eta_N = f_N(k_d; k_s; G_\omega; f_o; f_1; f_2), \quad (1.4)$$

де $k_d = d/D$; $k_s = T/D$;

$G_\omega = \pi^2 n^2 D / 1800g$ – коефіцієнт режиму частоти обертання гвинта;

f_o , f_1 , f_o – відповідно коефіцієнти: внутрішнього тертя між частинками матеріалу; тертя матеріалу по поверхні гвинта; тертя матеріалу по поверхні кожуха ГК;

- у параметричній формі

$$\eta_Q = \frac{4Q'_m}{\pi(D^2 - d^2)\Gamma n'}; \quad \eta_N = \frac{N}{Q'_m \rho' L}, \quad (1.5)$$

де Q'_m – об'ємна продуктивність роботи ГК, м³/с;

n' – частота обертання гвинта, об/с;

N – затрати споживчої потужності, Вт;

ρ' – питома вага матеріалу транспортування, Н/м³;

.... L – довжина робочої зони гвинта, м.

За результатами проведених досліджень Ширко І.В. [144] та Nilsson L.G. [145] встановили, що мінімальні енергозатрати процесу транспортування крупних продуктів забезпечуються за значення $k_d = 0,25 \dots 0,3$; $k_s = 0,75$.

На першому етапі визначення коефіцієнта ψ застосовують початковий узагальнюючий запис $\psi = \psi_o k_1 k_2 \dots k_i$ ($i = 1, 2, \dots, n$), де $\psi_o = V_m / V_k$ – загальне значення коефіцієнта заповнення робочого простору, який визначається як відношення об'єму V_m матеріалу, який знаходиться в жолобі робочого простору, до об'єму V_k жолоба; $k_1 k_2 \dots k_i$ – коефіцієнти, які залежать від конструкції і геометрії гвинта, довжини завантажувальної і розвантажувальної горловини, коефіцієнтів тертя, вологості матеріалу тощо. Основні залежності для визначення коефіцієнта ψ заповнення жолоба для різнопланового конструктивного виконання швидкісних і похилих ГК наведено у багатьох працях [58, 60, 63, 66, 78, 90, 100, 111, 134].

При цьому, узагальнюючи результати досліджень, можна зробити висновок, що найбільш універсальними із них є залежності, які наведено у працях Іванченкова Ф.К. [146] та Хозіна П.І. [147]:

$$\psi = 1 - \frac{Kn}{1000}; \quad \psi = \frac{K}{\sqrt{n}}(1 - 0,4 \sin \beta)m, \quad (1.6)$$

де K – коефіцієнт, який залежить від діаметра гвинта;

$\beta \leq 30$ град. – кут нахилу ГК до горизонту;

m – коефіцієнт, який залежить від довжини завантажувального вікна.

На основі проведених експериментальних досліджень Григор'єв О.М. [57] розробив графічні залежності (рис. 1.13), які характеризують зміну коефіцієнта заповнення φ від коефіцієнта G_ω режиму частоти обертання гвинта.

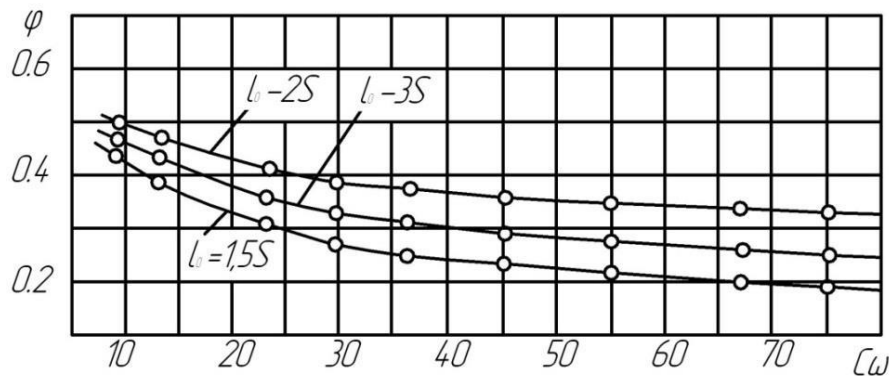


Рисунок 1.13 – Залежність зміни коефіцієнта заповнення φ від коефіцієнта G_ω режиму частоти обертання гвинта.

Проте дійсне значення коефіцієнта заповнення φ у процесі роботи ГК буде не постійним і змінюватися в часі залежно від багатьох об'єктивних і суб'єктивних факторів – різновидності ГК, рівномірності завантаження шнека матеріалом, розмірними параметрами та механічними властивостями матеріалу, способу транспортування тощо.

Для розрахунків об'ємної продуктивності роботи горизонтальних ГК, в яких шнек розташовано в закритому кожусі, найбільше застосовують «класичну» формулу, або її інтерпретації [148]

$$Q_m = 0,25\pi g_n^2 (D^2 - d^2); \quad Q_m = 0,25\pi (D^2 - d^2) \left(T - \frac{b}{\cos \alpha} \right) n K_o, \quad (1.7)$$

або

$$Q_m = 0,25\pi(D-d)(D+d)\left(T - \frac{B}{\cos \alpha}\right)nK_o, \quad (1.8)$$

де b – товщина витка прямокутного січення, м;

K_o – загальний комплексний коефіцієнт, який зменшує завантаження шнека.

Керженцев В.А. [149], враховуючи висновки Юзова В.І. [150, 151], які було отримано на основі розбіжностей порівняльних результатів теоретично-експериментальних розрахунків продуктивності роботи ГК за методиками Александра Л.М., Григор'єва О.М., Желтова В.П., Nilsson L.G. (розбіжності продуктивності роботи становлять від 10 до 30 %), для коригування точності під час проведення розрахунків запропонував введення операції перерозподілу аргументу у функції визначення продуктивності роботи ГК. Тобто спочатку визначати діаметр шнека ГК залежно від введеного незалежного аргументу «продуктивність»

$$D = \left(\frac{4Q_m}{A}\right)^{0,33} \left(\frac{1}{C_1 C_2}\right)^{0,33}, \quad (1.9)$$

де C_1 , C_2 – безрозмірні коефіцієнти, отримані на основі перетворення загального комплексного коефіцієнта K_o .

При цьому за ствердженням Керженцева В.А. [149] така методика дозволяє розраховувати параметри шнека, які забезпечують розбіжність не більше 3,5 % від проектованої.

У наукових працях Рогатинського Р.М. [130-133] вирішено технологічні задачі, які розглядають комплексну взаємодію робочих органів ГК з сировиною аграрного виробництва та наведено алгоритми розрахунків об'ємної взаємодії тіл у рухомому потоці напружено-деформованого стану. Розроблено нові технологічні способи та конструктивні пристрої ГК, які забезпечують одночасні процеси транспортування, очищення та сортування продукції.

На основі аналізу силової взаємодії робочих органів ГК з продуктами транспортування розроблено аналітичні залежності для визначення необхідної

швидкості v_z транспортування продукції та питомих затрат споживчої потужності w , які необхідні для транспортування вантажу

$$v_z = \frac{\omega p}{2\pi} \left[\frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta_1} + \frac{\operatorname{tg} \beta_2}{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta_2} \right]; \quad (1.10)$$

$$w = \frac{N}{QL} = g \sin \alpha + \frac{\mu_2 r_0 \omega_0^2}{\sin \beta} \left[1 + \frac{\mu_1 \sin 2\beta_0}{\sin^2 \alpha + \mu_1 \cos 2\alpha} \right] + \xi(P), \quad (1.11)$$

де ω – кутова швидкість гвинта, рад/с;

p – крок гвинта, м;

β_1, β_2 – початковий і крайній кути установки траси ГК, град.;

α – кут нахилу гвинтової спіралі, град.;

N – розрахункова потужність, Вт;

Q – продуктивність роботи, кг/с;

L – довжина траси транспортування, м;

μ_1, μ_2 – коефіцієнти тертя вантажу до поверхонь спіралі і жолоба;

ω_0 – кутова швидкість центру поперечного потоку матеріалу в жолобі ГК у переносному русі, рад/с;

r_0 – насипна густина вантажу, кг/м³;

β – кут нахилу гвинтової траси;

$\zeta(P)$ – дисипативна функція, що враховує витрати на перемішування.

Часов Д.П. [152], запропонував визначати мінімально необхідну кутову швидкість гвинта ω похилих ГК, за якої можливе транспортування вантажу в широкому діапазоні зміни значення коефіцієнта заповнення кожуха за формулою

$$\omega_k = \sqrt{\frac{-g \cos\left(\frac{\beta}{0,75} + \alpha + \rho_v\right)}{r\mu_k \cos(\alpha + \rho_v)}}, \quad (1.12)$$

де $\beta \leq 45^0$ – кут нахилу ГК до горизонту;

α – кут підйому гвинтової лінії, град.;

ρ_v – кут тертя між вантажем і гвинтовою поверхнею, град.;

r – зовнішній радіус гвинта, м;

μ_k – коефіцієнт тертя між вантажем і кожухом.

У роботі Пилипця М.І. [97] розроблено математичні моделі, які характеризують і розкривають сутність методів проектування та аналітичних залежностей для розрахунку технологічних і конструктивно-кінематичних параметрів і режимів роботи робочих органів гнучких ГК:

- введено новий критерій, який враховує поєднання коефіцієнта питомої висоти та радіуса кривизни навивної заготовки, який було охарактеризовано новим поняттям «коефіцієнт технологічної складності» (K_{mc}) процесу навивання гвинтових заготовок на оправки, який в загальному вигляді описано залежністю:

$$K_{mc} = \left(\frac{B}{r} \right)^x \cdot K_e; \quad (1.13)$$

- уточнено коефіцієнт технологічної складності на основі врахування коефіцієнта нерівномірності ψ витягування профільної заготовки для виробництва гнучких конвеєрів

$$K_{mc} = (\psi - 1)^x \cdot K_c, \quad (1.14)$$

де B – висота стрічки;

x – показник степені функції;

$K_e = 0,7 \dots 1,1$ – коефіцієнт, який враховує параметри складності процесу формоутворення;

r – радіус оправки;

$\psi = \frac{(r + B)}{r} \leq 2,6$ – коефіцієнт технологічної складності.

1.3. Обґрунтування вибору гвинтового робочого органу для проведення досліджень

Згідно з концепцією переходу України до стійкого розвитку, одним із стратегічних заходів у промисловому секторі є збільшення продуктивності та зменшення енерговитрат процесу роботи ГК, що застосовуються у технологічних лініях переробки сировини агропромислового сектора для виробництва різнопланової народногосподарської продукції (додаток Б4.3).

Проведений аналіз технологічних процесів і конструкцій робочих органів існуючих ГК показав, що ні в одній із відомих конструкцій ГК не розглядається питання реалізації технологічного процесу, який би забезпечував одночасне транспортування та подрібнення коренеплодів одним «суцільним» гвинтовим транспортним механізмом.

Зважаючи на цей суттєвий технологічно-конструктивний недолік, ми на основі аналізу сучасного стану функціонування гвинтових транспортних механізмів висунули наукову гіпотезу про існування передумов для проведення подальших досліджень, що спрямовані на розширення функціональних можливостей транспортних ГК шляхом розроблення та застосування енергозберігаючих і багатофункціональних комбінованих робочих органів ГК.

Реалізація такого технічного рішення в умовах виробництва забезпечить ефективне поєднання суміжних функціональних операцій як транспортування, так і одночасного подрібнення коренеплодів одним робочим органом ГК, який змонтовано в технологічній лінії, призначеній для їх переробки [34, 153].

Технологічну та конструктивну спроможність реалізації наукової гіпотези викладено у вигляді структурно-функціональної схеми технологічного процесу підготовки та переробки коренеплодів, яку наведено на рис. 1.14.

На схемі зображено порівняльні шляхи реалізації існуючої та запропонованої удосконаленої технології переробки коренеплодів на сировину різнопланового призначення та застосування з використанням ГК з комбінованим робочим органом.

Удосконалена технологія переробки коренеплодів, на відмінну від існуючої технології, в якій операція «подрібнення» і «транспортування» коренеплодів виконується двома окремими технічними засобами (коренерізка і ГК), передбачає поєднання двох суміжних операцій «транспортування + подрібнення» коренеплодів одним транспортним механізмом – удосконаленим ГК з комбінованим робочим органом.

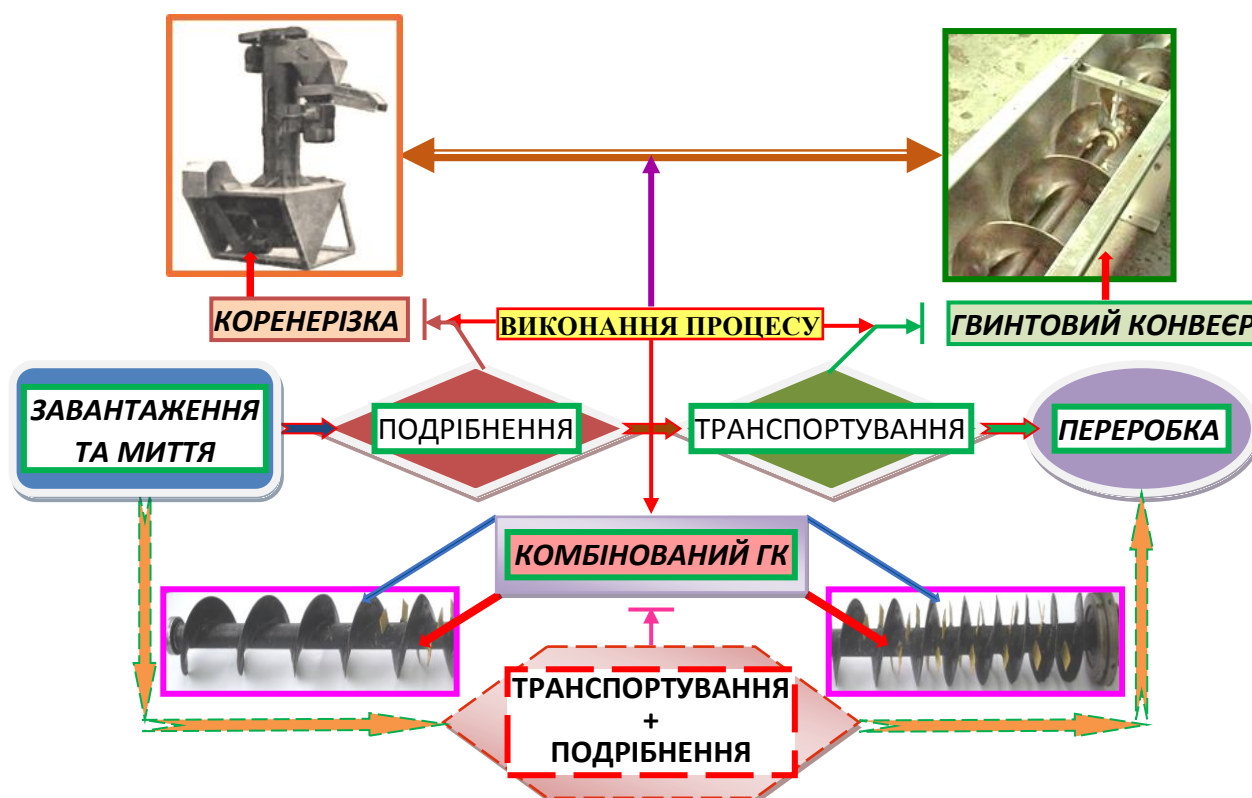


Рисунок 1.14 – Структурно-функціональна схема технологічного процесу підготовки та переробки коренеплодів:

➡ – існуюча технологія; ➡ – удосконалена технологія.

Реалізація удосконаленої технології переробки коренеплодів дозволить значно зменшити енергомісткість процесу порівняно з існуючою за рахунок усунення додаткового проміжного операційно-технологічного засобу (коренерізки), як окремого технічного елемента, що має свою певну матеріаломісткість і певні енергозатрати для незалежного привода робочих органів.

Патентний пошук, який проведено, дозволив виявити технічні гвинтові транспортні механізми, спроможні реалізовувати запропоновану удосконалену

технологію підготовки та переробки коренеплодів із використанням ГК з комбінованим робочим органом.

Згідно з [154] конструктивна схема гвинтового транспортера-подрібнювача має бункер 1 (рис. 1.15), який закріплено зверху на направляючій трубі 2. Всередині направляючої труби встановлено шнековий конвеєр 3. На барабані 4 шнекового конвеєра в початковій зоні розташування завантажувальної горловини 5 бункера та під нею встановлено ножі-подрібнювачі 6. Також на барабані шнекового конвеєра за ножами-подрібнювачами по гвинтовій лінії встановлено спіральні витки 7.

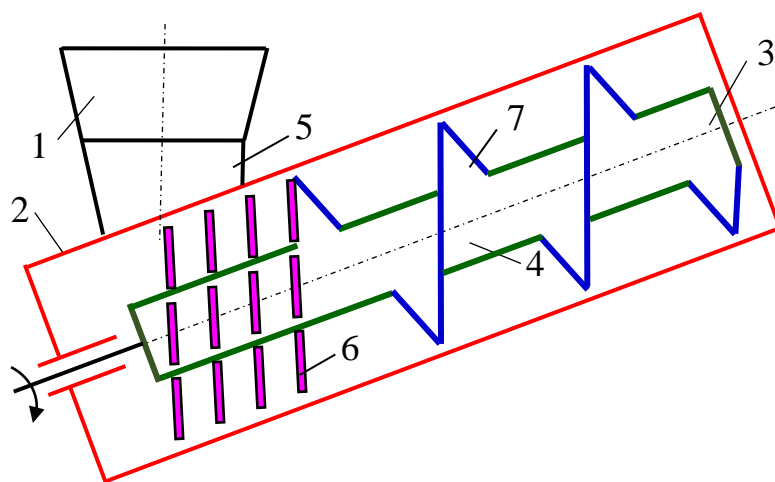


Рисунок 1.15 – Схема гвинтового транспортера-подрібнювача:

1 – бункер; 2 – направляюча труба; 3 – шнековий конвеєр; 4 – барабан;
5 – завантажувальна горловина; 6 – ніж-подрібнювач; 7 – спіральний
ВИТОК.

Завантажені в бункер 1 коренеплоди через завантажувальну горловину 5 надходять у внутрішню частину прямої труби 2 в зону розташування ножів-подрібнювачів 6. Коренеплоди на першому етапі спочатку подрібнюються ножами-подрібнювачами 6, а потім транспортуються спіральними витками 4 за рахунок обертання шнекового конвеєра 3.

Основним технологічним недоліком відомого гвинтового-транспортера-подрібнювача є взаємопов'язана тісна залежність продуктивності роботи транспортної гвинтової частини шнекового конвеєра та подрібнювальної

частини барабана з ножами-подрібнювачами. Це призводить до необхідності технологічного узгодження продуктивності роботи двох окремих і залежних частин шнекового конвеєра, що значно знижує продуктивність роботи гвинтового транспортера-подрібнювача загалом за причиною конструктивно-технологічної недосконалості шнекового конвеєра – розподілення процесу роботи на дві окремі суміжні операції: спочатку операція подрібнення коренеплодів, а потім – транспортування.

Для усунення вказаних недоліків ми, на основі проведеного аналізу технологічних процесів і показників транспортування матеріалів аграрного виробництва, на рівні винаходу запропонували удосконалену конструкцію ГК з комбінованим робочим органом [155], використання та застосування якого дозволить розширити функціональні можливості (спроможності) й підвищити продуктивність роботи технологічного процесу одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів одним робочим органом (додаток Б5.3).

Конструктивно-компонувальну схему удосконаленого ГК з комбінованим робочим органом наведено на рис. 1.16.

Удосконалений ГК складається із завантажувального бункера 1 та прямої труби 2. У прямій трубі 2 встановлено шнековий конвеєр 3. Шнековий конвеєр 3 виконано у вигляді приводного вала 4 на якому змонтовано барабан 5. На барабані 5 приводного вала 4 по гвинтовій лінії закріплено спіральні витки 6 та пластинчасті ножі-подрібнювачі 7. При цьому пластинчасті ножі-подрібнювачі встановлено на барабані між спіральними витками та під кутом до поперечного січення барабана. Гвинтова лінія навівання ножів-подрібнювачів і спіральних витків виконана зі змінним кроком, при цьому крок T_{i-1} пластинчастих ножів і спіральних витків збільшується з постійним кутом підйому гвинтової лінії в бік вивантажувальної частини прямої труби.

Шнековий конвеєр приводиться в обертовий рух за рахунок приводного вала з частотою обертання ω . Прямна труба комбінованого ГК може бути встановлена під кутом α_k до горизонту.

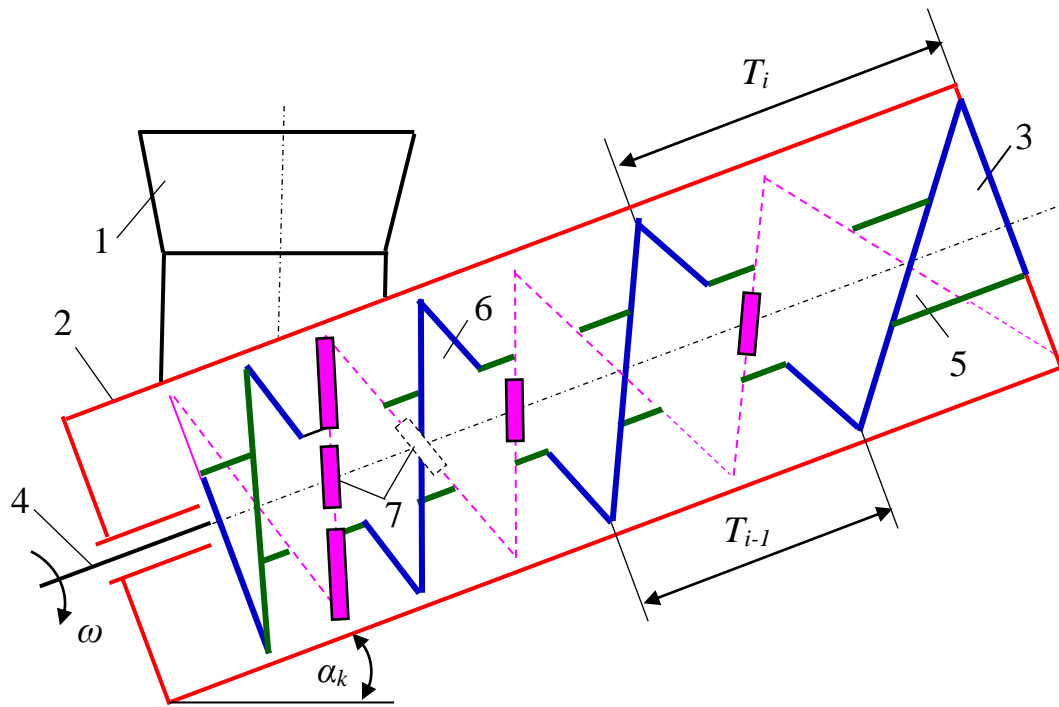


Рисунок 1.16 – Конструктивно-компонувальна схема удосконаленого ГК:

1 – завантажувальний бункер; 2 – напрямна труба; 3 – шнековий конвеєр;

4 – приводний вал; 5 – барабан; 6 – спіральний виток;

7 – ніж-подрібнювач.

Удосконалений ГК працює наступним чином.

Коренеплоди подаються в завантажувальний бункер 1, які в подальшому переміщуються в напрямну трубу 2 до шнекового конвеєра 3 або до пластинчастих ножів-подрібнювачів 7. Під час обертання приводного вала 4 та, відповідно, барабана 5 і ножів-подрібнювачів відбувається одночасне транспортування (переміщення) та подрібнення коренеплодів за рахунок встановлення ножів-подрібнювачів під кутом до поперечного січення барабана та їх закріплення на барабані по гвинтовій лінії. Крім того, одночасно з переміщенням подрібнених частинок коренеплодів ножами-подрібнювачами також відбувається їх транспортування спіральними витками 6 уздовж осі обертання шнекового конвеєра в бік вивантажувальної частини прямої труби. За рахунок одночасного транспортування подрібнених частинок коренеплодів спіральними витками і ножами-подрібнювачами та виконання гвинтової лінії ножів-подрібнювачів і спіральних витків зі змінним кроком,

який збільшується в бік вивантажувальної частини прямої труби, збільшується швидкість осевого переміщення подрібнених частинок коренеплодів, при цьому, відповідно, підвищується продуктивність роботи удосконаленого ГК.

Таким чином, розташування пластинчастих ножів-подрібнювачів між спіральними витками та збільшення кроку гвинтової лінії спіральних витків і ножів-подрібнювачів у бік вивантажувальної частини прямої труби дозволяє розширити функціональні можливості та підвищити продуктивність роботи ГК.

У повному обсязі відомими результатами й методами розрахунку параметрів ГК з комбінованим робочим органом скористатися неможливо, тому що запропонований ГК має свої специфічні конструктивно-технологічні особливості та відмінності. Це – додаткове розміщення ножів-подрібнювачів між спіральними витками та їх навівання на барабані шнекового конвеєра зі змінним кроком.

Тому методи розрахунку технологічних і конструктивно-кінематичних параметрів удосконаленого ГК повинні мати інший методологічний підхід.

Базовими елементами, які регламентують визначення технологічних і конструктивно-кінематичних параметрів ГК з комбінованим робочим органом повинні бути:

- дослідження процесу одночасного транспортування дискретних одиниць подрібненого матеріалу (подрібнених коренеплодів) ГК з комбінованим робочим органом;
- встановлення раціональних параметрів ГК з комбінованим робочим органом на основі дослідження необхідної продуктивності його роботи та врахування уточненого коефіцієнта заповнення робочого простору прямої труби (кожуха);
- експериментальне дослідження технологічних показників процесу роботи залежно від зміни основних конструктивно-кінематичних параметрів комбінованого ГК.

1.4. Мета та завдання дослідження

На основі аналізу стану питання, необхідно зробити такі висновки:

1. Розширення технологічних можливостей гвинтових транспортних механізмів можливе за рахунок поєднання виконання кількох суміжних технологічних операцій в одну шляхом удосконалення технологічного процесу та конструкції ГК.

2. Удосконалення існуючих конструкцій гвинтових транспортних механізмів і обґрунтування їх раціональних параметрів і режимів роботи дозволяє істотно підвищити продуктивність роботи, надійність виконання технологічних операцій і ефективність процесу транспортування загалом.

3. Під час проектування ГК з комбінованими робочими органами необхідно враховувати специфічні технічні вимоги та функціонально-експлуатаційні характеристики машин для виконання відповідних робіт, а також особливості транспортно-технологічних процесів, агробіологічні та фізико-механічні властивості продуктів, які підлягають транспортуванню.

Деякі питання інженерного характеру, що мають принципово важливе значення з точки зору концепції створення вискоефективних ГК, яка базується на основі інтенсифікації процесу одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів, порушені в даній дисертаційній роботі вперше.

На підставі виконаних науково-технологічних підходів і конструктивно-технологічних методів ряд питань із цієї проблеми знайшли своє науково-технічне вирішення.

Тому метою досліджень є розширення функціональних можливостей гвинтових транспортних механізмів шляхом розроблення та обґрунтування раціональних параметрів комбінованого робочого органу гвинтового конвеєра.

Завдання дослідження – вирішення важливого науково-технічного завдання, яке полягає в розробленні аналітично-емпіричних методів обґрунтування раціональних параметрів комбінованих робочих органів гвинтового конвеєра.

Шляхом ідентифікації відомих досліджень технологічних процесів транспортування матеріалів гвинтовими конвеєрами вирішення даного завдання зведено до розв'язання прикладних задач:

- на основі проведеного аналізу технологічних процесів одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів удосконалити конструктивно-технологічну схему гвинтового конвеєра з комбінованим робочим органом;

- розробити математичну модель, яка характеризує функціональну зміну інтенсифікації процесу транспортування дискретних одиниць подрібнених коренеплодів комбінованим робочим органом гвинтового конвеєра на основі аналізу матеріального балансу вхідних і вихідних потоків;

- розробити математичну залежність для визначення конструктивного геометричного коефіцієнта шнекового конвеєра;

- на основі залежності, яка характеризує зміну конструктивного геометричного коефіцієнта уточнити рівняння для визначення коефіцієнта заповнення робочого простору гвинтового конвеєра;

- уточнити математичну модель продуктивності роботи гвинтового конвеєра на основі узгодження пропускної здатності шнекового конвеєра та коефіцієнта заповнення робочого простору;

- експериментально перевірити адекватність розроблених математичних моделей;

- провести порівняльні дослідження технологічних показників роботи удосконаленого та базового гвинтового конвеєра й визначити економічну ефективність його застосування.

Основні положення розділу опубліковано в працях [34, 45, 112, 113, 153, 155].

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

2.1. Детермінована математична модель функціонування гвинтового конвеєра

Розроблення високоефективних технологічних процесів транспортування як одиночних кускових, так і сипких матеріалів вимагає інтегрованого наукового підходу до вирішення завдань подальшого удосконалення гвинтових механізмів транспортних систем машин з метою підвищення їх технологічних показників.

Поставлені завдання вирішують на основі подальшого удосконалення методології та методики оптимізації технологічних показників процесу транспортування матеріалів та конструктивно-кінематичних параметрів і режимів роботи транспортних систем.

ГК у якості транспортних механізмів застосовують в аграрній сфері виробництва, переробній та харчовій галузях промисловості, специфіка яких зумовлена наявністю широкої гами технологічних процесів збирання та переробки продукції рослинництва.

При цьому шнекові конвеєри за ознакою своїх конструктивних особливостей можуть одночасно виконувати кілька суміжних функцій і операцій – змішування продуктів, подрібнення або дроблення матеріалів, дозування тощо [1, 157, 158].

Удосконалення існуючих конструкцій гвинтових транспортних механізмів й обґрунтування їх раціональних параметрів і режимів роботи дозволяє істотно підвищити продуктивність роботи та надійність виконання технологічних операцій.

Призначення та сутність будь-якої моделі полягає в тому, що вона повинна адекватно описувати й характеризувати основні властивості об'єкта наукового дослідження. Крім того, вона повинна бути зручнішою з точки зору

проведення досліджень, ніж реальний існуючий об'єкт, і відображати його суттєві (істотні) та несуттєві властивості, які залежать від поставлених мети та завдань дослідження. У цьому аспекті теоретична модель транспортної системи повинна більшою мірою адекватно описувати закономірності, принципи та, в меншій – форму їх реалізації в конкретному робочому випадку.

Проведений аналіз сучасного стану функціонування гвинтових транспортних механізмів [3, 119, 159-161] показав, що існують значні передумови для проведення подальших наукових робіт, які спрямовані на розроблення, дослідження та впровадження у виробництво енергозберігаючих, високотехнологічних ГК з комбінованими робочими органами, які забезпечують ефективне виконання суміжних функціональних операцій як транспортування, так і одночасного подрібнення сировини з продуктів сільськогосподарського виробництва в процесі її переробки.

На основі проведеного аналізу технологічних процесів роботи транспортних систем було встановлено визначальні процеси, які повинна відображати теоретична модель:

- за наявності взаємодії підсистем або систем загалом;
- взаємодію окремих конструктивних елементів у транспортній системі;
- сутність характеру технологічного процесу пропускання та перетворення транспортних потоків;
- завдання та сутність керування (регулювання, керування тощо) транспортними потоками в підсистемах і транспортних системах загалом.

Все це дозволить на науковому рівні розробити методики і методології обґрунтування, розрахунку та оптимізації параметрів і режимів роботи транспортних систем, зробити обґрунтовані висновки та за результатами проведеного ефективного моделювання навести раціональні рекомендації застосування транспортних механізмів.

У нашому випадку, зважаючи на конструктивні особливості удосконаленого ГК або транспортної системи (рис. 1.16, рис. 2. 1), за базові елементи теоретичної моделі обрано складові структурні елементи

«пропускний канал» і «завантажувальний бункер». При цьому в даному аспекті ці структурні елементи в загальному контексті є досить абстрактними.

«Пропускний канал» – це узагальнений пристрій, призначений для пропуску об’ємних, масових, поштучних тощо одиниць матеріалу (в подальшому – дискретні одиниці матеріалу) транспортного потоку, «завантажувальний бункер» – узагальнений пристрій, що має властивість накопичувати дискретні одиниці матеріалу транспортного потоку й трансформувати його властивості.

У теоретичній моделі вся система являє собою сукупний канал і бункер (рис. 2.1) У цьому контексті ГК з комбінованим робочим органом як окрема транспортна система виконує подвійну функцію – функцію каналу для пропуску транспортних потоків і функцію накопичувального бункера, в якому формуються, підсилюються та поглинаються відповідні процеси, або відповідні збурення процесів. Тобто взаємодія цих структурних елементів характеризує та регламентує технологічні процеси в окремих транспортних механізмах і транспортних системах загалом.

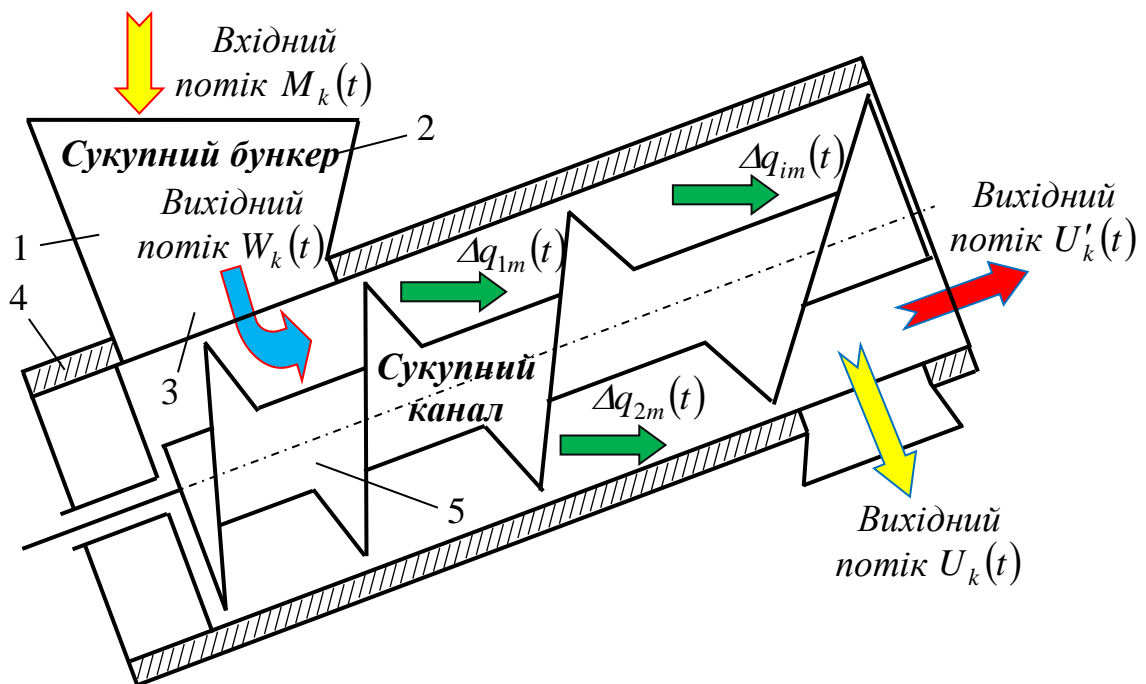


Рисунок 2.1 – Функціональна модель удосконаленого ГК:

1 – завантажувальний бункер; 2, 3 – вхідна та вихідна горловина; 4 – кожух;
5 – шнек.

Для розроблення ідеальної математичної моделі транспортної системи (удосконаленого ГК) необхідно прийняти і записати вихідні поняття та початкові умови, тобто за мірою можливості формалізувати (прийняти певні припущення та спрощення процесу роботи) об'єкта дослідження.

При цьому транспортним потоком приймаємо сукупність дискретних одиниць матеріалу, який переміщується по системі – сукупному завантажувальному бункеру та каналу:

- завантажувальним бункером (сукупним бункером) є конструктивний елемент транспортної системи, що описується та характеризується такими технологічними параметрами, при цьому: вхідний потік дискретних одиниць матеріалу у вхідну горловину сукупного бункера позначимо через $M_k(t)$; вихідний потік дискретних одиниць матеріалу через вихідну горловину сукупного бункера позначимо через $W_k(t)$; поточну місткість завантажувального бункера або технологічний стан завантажувального бункера позначимо $M_o(t)$; граничну, або стаціонарну місткість завантажувального бункера позначимо через Q_o ;

- сукупний канал – це структурний елемент транспортної системи з наступними параметрами: вхідний потік дискретних одиниць матеріалу в сукупний канал (в шнек ГК) позначимо через $W_k(t)$, що адекватно вихідному потоку дискретних одиниць матеріалу через вихідну горловину завантажувального бункера ГК; вихідний потік дискретних одиниць матеріалу із сукупного каналу залежно від технологічної потреби місця вивантаження матеріалу позначимо відповідно через $U_k(t)$ і $U'_k(t)$; час переміщення дискретних одиниць матеріалу в сукупному каналі ГК позначимо через $\tau_k(t)$;

- пропускну здатність транспортної системи позначимо через $Q_m = const$; величину приросту пропускну здатності транспортної системи за рахунок збільшення кроку наступного спірального витка шнека позначимо відповідно через $\Delta q_{1m}(t), \Delta q_{2m}(t), \dots, \Delta q_{im}(t), i = 1, 2, \dots, n$; вхідний $W_k(t)$ і вихідний $U_k(t)$ або $U'_k(t)$ потоки не перевищують пропускну здатності сукупного каналу, яку

позначимо через Q_k , є непостійними та змінюються в часі; вихідний потік каналу $U_k(t)$ або $U'_k(t)$ дорівнює вхідному потоку $W_k(t)$ за умови деякої різниці за час переміщення дискретної одиниці матеріалу; час переміщення дискретних одиниць матеріалу $\tau_k(t)$ на відміну від пропускної здатності каналу є непостійною величиною, тобто $\tau_k(t) \neq const$.

Із погляду системного підходу до аналізу технологічних об'єктів відомо, що аналітичний опис складних транспортних систем і робочих органів, які транспортують вхідний потік технологічної маси, необхідно моделювати на основі рівнянь матеріального балансу і поняття “вхід-вихід” системи [127].

У цьому контексті теоретичні дослідження технологічного процесу переміщення дискретних одиничних матеріалів проведено шляхом моделювання процесу їх транспортування по робочих органах удосконаленого ГК із використанням рівнянь матеріального балансу та поняття «вхід-вихід» складної матеріальної динамічної системи.

Для аналізу технологічного процесу транспортування дискретних одиниць подрібнених коренеплодів удосконаленим ГК розглянемо його конструктивно-функціональну схему, яку наведено на рис. 2.1.

У цьому аспекті функціонування (функціональний опис) технологічного процесу транспортування дискретних одиниць подрібнених коренеплодів удосконаленим ГК можна представити у вигляді переміщення суцільного дискретного потоку по його робочих конструктивних елементах або органах.

На основі прийнятих припущень та згідно з рис. 2.1 і узгодження функціонування вхідних і вихідних транспортних потоків можна записати характерні та абстраговані для кожного конструктивного елемента складної транспортної системи (удосконаленого ГК) такі аналітичні співвідношення або функціональні умови [162]:

- для сукупного бункера за всіх значень часу t дотримуються такі основні технологічні умови:

$$M_o(t) \leq Q_o; M_o(t + \Delta t) = M_o(t) + M_k(t) - W_k(t) \leq Q_o; \quad (2.1)$$

- для сукупного каналу:

$$W_k(t) \leq Q_m \leq Q_k; \quad U_k(t) \leq Q_m \leq Q_k; \quad U_k(t) = W_k[t - \tau_k(t)] \leq Q_m \leq Q_k; \quad (2.2)$$

$$W_k(t + \Delta t) \leq U_k(t) \leq W_k(t) + \Delta q_{1m}[\tau_{1k}(t)] + \Delta q_{2m}[\tau_{2k}(t)] + \dots + \Delta q_{im}[\tau_{ik}(t)] \leq U_k(t), \quad (2.3)$$

або

$$W_k(t + \Delta t) \leq U_k(t) \leq W_k(t) + \sum_{i=1}^n q_{im}[\tau_{ik}(t)] \leq U_k(t), \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (2.4)$$

де $\Delta t = 1$ – одиничний час проходження дискретної одиниці матеріалу.

Тоді згідно з рівняннями (2.1)-(2.4) можна записати умову

$$M_o(t+1) \leq W_k(t+1) \leq U_k(t) \leq W_k(t) + \sum_{i=1}^n q_{im}[\tau_{ik}(t)] \leq U_k(t) \leq Q_o \leq Q_m \leq Q_k \leq U_k(t), \quad (2.5)$$

при цьому

$$M_o(t+1) = M_o(t) + M_k(t) - W_k(t) \leq W_k(t) + \sum_{i=1}^n q_{im}[\tau_{ik}(t)] \leq U_k(t) \leq Q_o \leq Q_m \leq Q_k \leq U_k(t). \quad (2.6)$$

Через наявні зміни часу переміщення дискретних одиниць подрібнених коренеплодів у сукупному каналі, або часу ходу дискретних одиниць матеріалу при проходженні через канал, стабільність дискретного потоку матеріалу значно знижується. При цьому дискретний потік одиниць матеріалу стає більш дезорганізованим, непостійним і змінним у деякому часі.

У цьому контексті для ефективного транспортування потоку (пропуску потоку без порушення технологічного процесу переміщення дискретних одиниць подрібнених коренеплодів або стабілізації руху потоку) потрібно забезпечити резерв пропускної здатності, тобто

$$\tilde{q}_k = U_{k.c}(1 + \Psi_k) \leq Q_m \leq Q_k, \quad \text{або} \quad U_{k.c}(1 + \Psi_k) \leq Q_m \leq Q_k, \quad (2.7)$$

де \tilde{q}_k – аналітично-розрахунковий потік дискретних одиниць подрібнених коренеплодів;

Ψ_k – показник дезорганізації потоку дискретних одиниць матеріалу;

$U_{k.c}$ – середнє значення вихідного потоку U_k сукупного каналу.

Показник дезорганізації потоку Ψ_k можна розглядати в даному випадку як аналог коефіцієнта нерівномірності μ_n , при цьому

$$\Psi_k(\Delta t) = \mu_n(\Delta t) = [W_k(t) \pm W_k(\Delta t)] / W_k(t), \quad (2.8)$$

де $W_k(\Delta t)$ – значення дезорганізації потоку за одиничний час Δt проходження дискретної одиниці подрібнених коренеплодів.

Тоді з урахуванням нерівності (2.7) маємо

$$\tilde{q}_k = U_{k.c} \left(1 + \frac{W_k(t) \pm W_k(\Delta t)}{W_k(t)} \right) \leq Q_m \leq Q_k \quad (2.9)$$

або

$$U_{k.c} \left(1 + \frac{W_k(t) \pm W_k(\Delta t)}{W_k(t)} \right) \leq Q_m \leq Q_k. \quad (2.10)$$

На виході з сукупного каналу дезорганізація потоку дискретних одиниць подрібнених коренеплодів зростає, а сукупний бункер, на відміну від каналу, здатний знижувати нерівномірність, тобто відновлювати організацію потоку:

$$\mu_n^{(U_k)}(\Delta t) = \mu_n^{(W_k)}(\Delta t) \pm \Delta \mu_n(\Delta t) \quad (2.11)$$

або

$$\frac{U_k(t) \pm U_k(\Delta t)}{U_k(t)} = \frac{W_k(t) \pm W_k(\Delta t)}{W_k(t)} \pm \Delta \mu_n(\Delta t), \quad (2.12)$$

де вираз $(+ \Delta \mu_n(\Delta t))$ характерний для сукупного каналу, а вираз $(- \Delta \mu_n(\Delta t))$ – для сукупного бункера.

На основі цього можна стверджувати, що вихідний потік $U_k(t)$, або ідентичний потік $U'_k(t)$ з сукупного каналу, є керованою величиною та якою можна керувати в процесі оптимізації технологічних параметрів роботи удосконаленого ГК. При цьому значення дезорганізації потоку $\pm \Delta \mu_n(\Delta t)$ буде залежати від граничної або стаціонарної місткості завантажувального бункера Q_o та коефіцієнта заповнювання матеріалом робочого простору.

Для узгодження вхідного і вихідного потоку дискретних одиниць матеріалу сукупного бункера можна записати, що

$$\frac{M_k(t)}{1 + \mu_n^{(M_k)}} = \frac{W_k(t)}{1 + \mu_n^{(M_k)} - \Delta\mu(\Delta t)}; \quad (2.13)$$

$$\frac{\frac{M_k(t)}{1 + \frac{M_k(t) \pm M_k(\Delta t)}{M_k(t)}}}{\frac{M_k(t)}{1 + \frac{M_k(t) \pm M_k(\Delta t)}{M_k(t)}}} = \frac{\frac{W_k(t)}{1 + \frac{M_k(t) \pm M_k(\Delta t)}{M_k(t)} - \Delta\mu(\Delta t)}}{\frac{M_k(t)}{1 + \frac{M_k(t) \pm M_k(\Delta t)}{M_k(t)}}}. \quad (2.14)$$

Якщо припустити, що $W_k(\Delta t) = \sum_{i=1}^n q_{im}[\tau_{ik}(t)]$, тоді рівняння (2.12) можна записати у вигляді

$$U_k(\Delta t)/U_k(t) = \left(\sum_{i=1}^n q_{im}[\tau_{ik}(t)]/W_k(t) \right) + \Delta\mu_n(\Delta t). \quad (2.15)$$

При цьому можна констатувати, що чим нерівномірніший вхідний потік і чим більша демпфіруюча здатність бункера, або величини дезорганізації потоку $\pm \Delta\mu_n(\Delta t)$, тим більшою може бути різниця пропускної здатності сукупного бункера та сукупного каналу.

Одержані рівняння (2.14), (2.15) є детермінованою математичною моделлю, яка описує характер протікання технологічного процесу транспортування дискретних одиниць матеріалу робочими органами удосконаленого ГК, або які характеризують взаємозв'язок переміщення компонентів дискретних одиниць коренеплодів по робочих поверхнях сукупного бункера та сукупного каналу ГК. Спільний розв'язок моделей із застосуванням, наприклад, прямого та зворотного перетворення Лапласа, дозволить оптимізувати конструктивно-кінематичні параметри та режими роботи робочих органів транспортно-технологічних систем і транспортних машини загалом.

Підставивши значення вхідного потоку $W_k(t)$ із (2.12) у рівняння (2.15), отримаємо залежність для визначення значення вихідного потоку $U_k(t)$ або $U'_k(t)$ сукупного каналу, при цьому [163]

$$U_k(\Delta t)/U_k(t) = \left(\sum_{i=1}^n q_{im}[\tau_{ik}(t)] / \left(\frac{M_k(t)(1 + \mu_n^{(M_k)} - \Delta\mu(\Delta t))}{1 + \mu_n^{(M_k)}} \right) \right) + \Delta\mu_n(\Delta t); \quad (2.16)$$

$$U_k(t) = \frac{U_k(\Delta t) \left(\frac{M_k(t)(1 + \mu_n^{(M_k)} - \Delta\mu(\Delta t))}{1 + \mu_n^{(M_k)}} \right)}{\sum_{i=1}^n q_{im}[\tau_{ik}(t)] + \left(\frac{M_k(t)(1 + \mu_n^{(M_k)} - \Delta\mu(\Delta t))}{1 + \mu_n^{(M_k)}} \right) \Delta\mu_n(\Delta t)} \quad (2.17)$$

або

$$U_k(t) = \frac{U_k(\Delta t)}{\left[\sum_{i=1}^n q_{im}[\tau_{ik}(t)] (1 + \mu_n^{(M_k)}) / M_k(t) (1 + \mu_n^{(M_k)} - \Delta\mu(\Delta t)) \right] + \Delta\mu_n(\Delta t)} \leq Q_m \leq Q_k. \quad (2.18)$$

Якщо записати рівняння дезорганізація потоку дискретних одиниць коренеплодів (2.12) у вигляді $1 \pm [U_k(\Delta t)/U_k(t)] = [1 \pm W_k(\Delta t)/W_k(t)] \pm \Delta\mu_n(\Delta t)$, тоді отримаємо

$$\pm \Delta\mu_n(\Delta t) = \pm [U_k(\Delta t)/U_k(t)] \pm [W_k(\Delta t)/W_k(t)]. \quad (2.18^*)$$

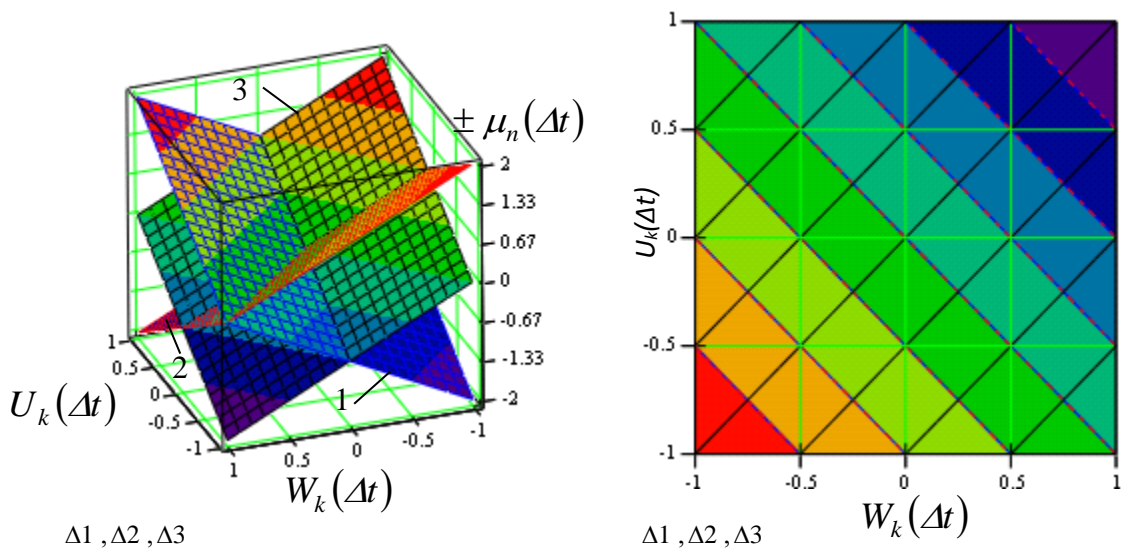


Рисунок 2.2 – Графічна інтерпретація дезорганізація потоку дискретних одиниць коренеплодів (узгодження вхідного та вихідного потоків)

Графічну інтерпретацію узгодження вихідного потоку сукупного каналу відносно вхідного потоку сукупного бункера можна уявити у вигляді рис. 2.2.

2.2. Дослідження конструктивного геометричного коефіцієнта та уточненого коефіцієнта заповнення робочого простору

Основними критеріями, які характеризують технологічно-економічну ефективність застосування будь-яких транспортних машин або механізмів, які переміщують або доставляють у заданий пункт матеріали, є продуктивність роботи транспортних машин, споживчі енергозатрати процесу транспортування (переміщення) матеріалів, надійність і стабільність виконання технологічного процесу, ресурс роботи тощо.

Удосконалений ГК (рис. 1.16) має свої власні специфічні технологічно-конструктивні елементи та процеси, які суттєво відрізняють його від базових традиційних гвинтових транспортних механізмів.

Присутність одночасних технологічних операцій транспортування та подрібнення матеріалу (коренеплодів), або наявність ножів-подрібнювачів 8 (рис. 1.16), які встановлено в міжвитковому просторі шнека 2 по гвинтовій лінії 7 вносить суттєві корективи в існуючі методики та методи розрахунку гвинтових механізмів.

У цьому аспекті одним із пріоритетних і особливих чинників, який буде регламентувати розрахункову продуктивність роботи ГК з комбінованим робочим органом, є показник, який характеризує коефіцієнт заповнення робочого об'ємного простору удосконаленого ГК [164].

У свою чергу, коефіцієнт заповнення робочого простору удосконаленого ГК залежить не тільки від кількості матеріалу, що надходить до нього, але й від конструктивного виконання основного транспортуючого елемента системи, тобто шнека.

У загальному контексті, коефіцієнт заповнення робочого простору шнека показує, яка частина корисного об'єму шнека заповнена матеріалом, що переміщується витками шнека та сформульовано, як відношення об'єму міжвиткового простору шнека, що заповнений матеріалом до можливого загального об'єму простору шнека [164].

Тоді з урахуванням відомих положень [164] сформулюємо коефіцієнт заповнення удосконаленого ГК (в подальшому – коефіцієнт заповнення k_z) як відношення об'єму міжвиткового простору шнека, що заповнений подрібненими коренеплодами, до загального об'єму удосконаленого ГК, тобто

$$k_z = V_{zk} / V_z < 1, \quad (2.19)$$

де V_{zk} – об'єм простору шнека, який заповнено матеріалом, м³;

V_z – загальний об'єм простору удосконаленого ГК, м³.

Для визначення встановлених об'ємів V_{zk} , V_z і в кінцевому випадку коефіцієнта заповнення k_z та розрахункової продуктивності роботи ГК розглянемо складену конструктивно-розрахункову схему до визначення технологічних показників удосконаленого ГК, яку наведено на рис. 2.3 [165].

Згідно з конструктивною особливістю виконання шнека 3, яка полягає в тому, що крок гвинтової лінії спіральних витків 5 виконано змінним, який збільшується у бік вихідної частини кожуха 2 удосконаленого ГК, введемо позначення кроку першого спірального витка буквеним виразом T_1 , другого спірального витка – T_2 , а останнього i -го спірального витка – T_i .

Визначимо встановлені об'єми V_z і V_{zk} . Згідно з рис. 2.3 загальний об'єм V_z простору удосконаленого ГК складається з внутрішнього об'єму кожуха 2, або з об'єму прямого пустотілого циліндра.

Тоді V_z визначаємо за формулою згідно з [166]

$$V_z = 0,25\pi d_k^2 L_k, \quad (2.20)$$

де d_k – внутрішній діаметр кожуха, м;

L_k – висота робочої зони кожуха або довжина шнека, м.

Внутрішній діаметр кожуха d_k виразимо через зовнішній діаметр шнека і зазор c , тобто

$$d_k = D_k + 2c, \quad (2.21)$$

де D_k – зовнішній діаметр спіральних витків шнека удосконаленого ГК з комбінованим робочим органом, м;

c – зазор між зовнішніми торцем спірального витка та внутрішнім діаметром кожуха, м.

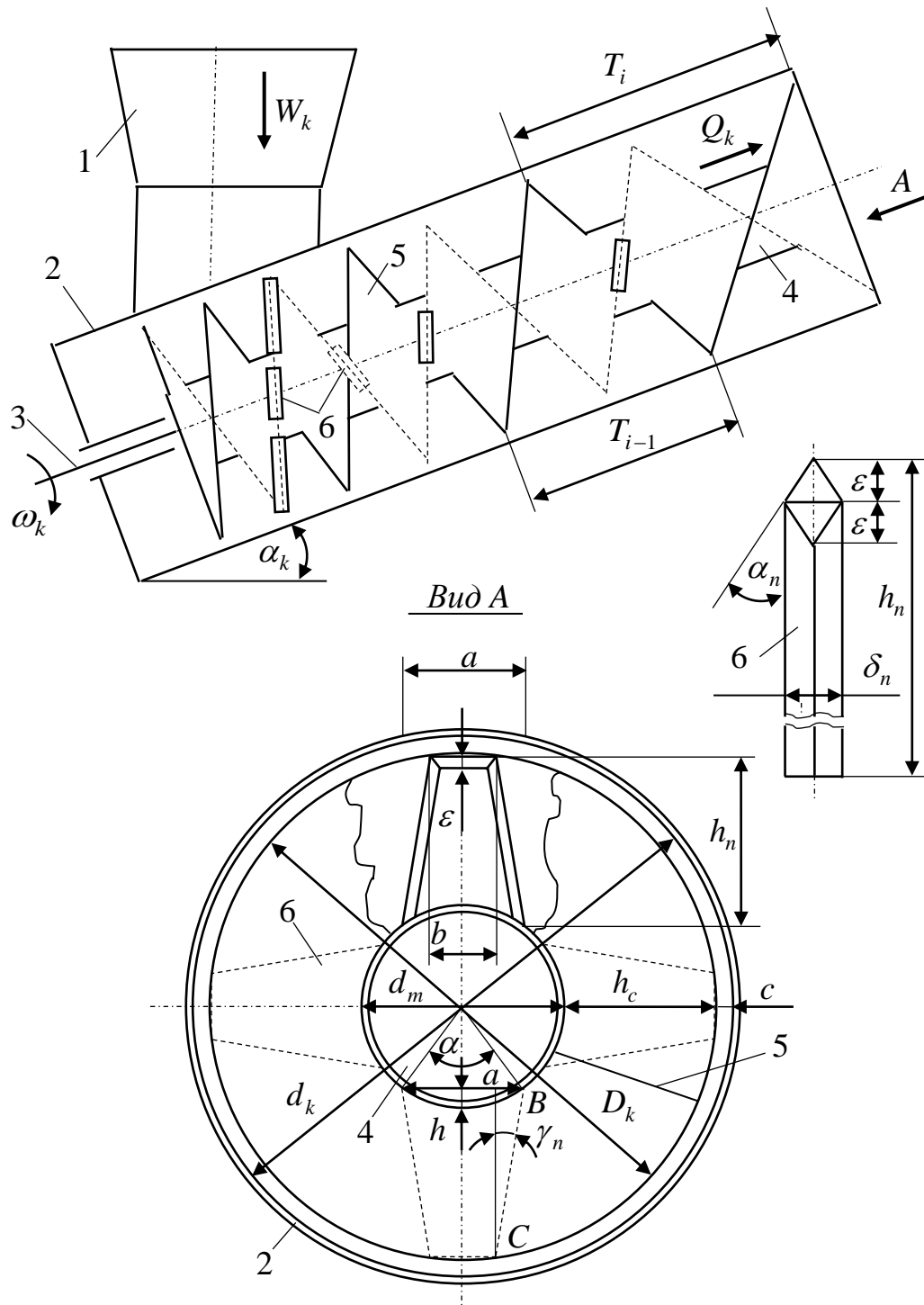


Рисунок 2.3 – Схема до визначення технологічних параметрів удосконаленого ГК: 1 – завантажувальний канал; 2 – кожух; 3 – шнек; 4 – барабан; 5 – спіральний виток; 6 – ніж-подрібнювач.

Робочу довжину шнека L_k виразимо через суму довжин n -ї кількості L_i відрізків, які відповідають сумі відрізків j -ї кількості спіральних витків однакового кроку T_i , що встановлені на барабані 4 удосконаленого ГК:

$$L_k = \sum_{i=1}^n L_i, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (2.22)$$

або

$$L_k = \sum_{j=1}^{n_1} L_{1j} + \sum_{j=1}^{n_2} L_{2j} + \dots + \sum_{j=1}^{n_n} L_{nj}, \quad (2.23)$$

при цьому

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{j=1}^{n_1} L_{1j} = T_1 n_1, \quad j = 1, 2 \dots n_1; \\ \sum_{j=1}^{n_2} L_{2j} = T_2 n_2, \quad j = 1, 2 \dots n_2; \\ \dots\dots\dots; \\ \sum_{j=1}^{n_j} L_{nj} = T_i n_j, \quad j = 1, 2 \dots n_j \end{array} \right., \quad (2.24)$$

де T_1, T_2, \dots, T_i – крок першого, другого, i -го спірального витка, м;

n_1, n_2, \dots, n_j – загальна кількість спіральних витків одного кроку, шт.

Тоді згідно з (2.22)-(2.24) отримаємо

$$L_k = T_1 n_1 + T_2 n_2 + \dots + T_i n_j. \quad (2.25)$$

Підставивши у формулу (2.20) значення складових d_k і L_k , визначимо загальний об'єм V_z простору удосконаленого ГК

$$V_z = 0,25\pi (D_k + 2c)^2 (T_1 n_1 + T_2 n_2 + \dots + T_i n_j). \quad (2.26)$$

Заповнений об'єм простору шнека V_{zk} подрібненими коренеплодами визначимо з таких міркувань. При цьому V_{zk} за суттю є не, що інше, як

корисний об'єм, в якому розміщуються завантажені та подрібнені в процесі транспортування коренеплоди.

Корисний об'єм шнека V_{zk} складається з різниці об'ємів – загального об'єму шнека V_k та сумарного об'єму, який займають робочі елементи шнека V_e , або суми об'єму барабана V_{dm} , об'єму спіральних витків V_c і об'єму V_n ножів-подрібнювачів.

Тоді маємо

$$V_{zk} = V_k - V_e; \quad V_e = V_{dm} + V_c + V_n, \quad (2.27)$$

де V_k – загальний об'єм шнека, м^3 ;

V_e – сумарний об'єм, що займають робочі елементи шнека, м^3 ;

V_{dm} – об'єм труби барабана шнека, м^3 ;

V_c – об'єм, який займають спіральні витки, м^3 ;

V_n – об'єм, який займають ножі-подрібнювачі, м^3 .

При цьому згідно з (2.27) отримаємо

$$V_{zk} = V_k - V_{dm} - V_c - V_n. \quad (2.28)$$

Таким чином підставивши значення V_z із (2.26) і V_{zk} із (2.27) у формулу (2.19), отримаємо залежність для визначення коефіцієнта заповнення k_z

$$k_z = \frac{V_k - V_{dm} - V_c - V_n}{0,25\pi(D_k + 2c)^2(T_1n_1 + T_2n_2 + \dots + T_in_j)}. \quad (2.29)$$

Абсолютне значення коефіцієнта заповнення k_z є непостійним і буде залежати від миттєвого технологічного параметра, який регламентує ступінь завантаження робочої частини шнека 3 коренеплодами або технологічну подачу коренеплодів W_k (рис. 2.3) через завантажувальний канал 1. Також k_z залежить від конструктивного виконання шнека або його геометричних параметрів:

діаметра шнека D_k , довжини робочого ходу (довжини шнека L_k), яка залежить від кількості n_j та кроку T_i спіральних витків, кількості гвинтових заходів z , діаметра труби барабана d_m шнека, геометричної форми та загальної кількості ножів-подрібнювачів θ_n , що встановлені між спіральними витками, тощо.

Для врахування геометричних параметрів шнека на абсолютне значення коефіцієнта заповнення k_z або продуктивність роботи удосконаленого ГК запишемо залежність (2.29) у вигляді

$$k_z = \frac{\frac{V_k}{V_k} - \frac{V_{d_m} + V_c + V_n}{V_k}}{\frac{0,25\pi(D_k + 2c)^2(T_1n_1 + T_2n_2 + \dots + T_in_j)}{V_k}} \quad (2.30)$$

або

$$k_z = \frac{1 - \frac{V_e}{V_k}}{\frac{0,25\pi(D_k + 2c)^2(T_1n_1 + T_2n_2 + \dots + T_in_j)}{V_k}}. \quad (2.31)$$

Позначимо відношення $V_e/V_k = k_n$, де символ k_n сформулюємо як позначення конструктивного геометричного коефіцієнта удосконаленого ГК (в подальшому – конструктивний геометричний коефіцієнт k_n), який є постійною величиною тільки під час одного налаштованого конструктивного циклу технологічного процесу роботи удосконаленого ГК.

Тоді залежність (2.30) матиме кінцевий вигляд

$$k_z = \frac{(1 - k_n)V_k}{0,25\pi(D_k + 2c)^2(T_1n_1 + T_2n_2 + \dots + T_in_j)} < 1; \quad k_n = \frac{V_e}{V_k} < 1. \quad (2.32)$$

Для встановлення меж зміни конструктивного геометричного коефіцієнта k_n визначимо: загальний об'єм шнека V_k ; сумарний об'єм, що займають робочі елементи шнека V_e , який складається з суми об'єму труби барабана шнека V_{d_m} ,

об'єму, який займають спіральні витки V_c , об'єму, який займають ножі-подрібнювачі V_n .

При цьому згідно з рис. 2.3 та з урахуванням залежності (2.25) і положень згідно з [166] отримаємо

$$V_k = 0,25\pi D_k^2 L_k = 0,25\pi D_k^2 (T_1 n_1 + T_2 n_2 + \dots + T_i n_j); \quad (2.33)$$

$$V_{d_m} = 0,25\pi d_m^2 L_k; \quad V_c = F_n l_c z; \quad V_n = V_{1n} \theta_n, \quad (2.34)$$

де d_m – діаметр труби барабана шнека, м;

$F_n = \delta_c h_c$ – площа поперечного перерізу лопаті витка шнека, м²;

δ_c – товщина лопаті спірального витка, м;

$h_c = 0,5(D_k - d_m)$ – висота лопаті спірального витка, м;

l_c – загальна довжина гвинтової лінії по середньому діаметру шнека, м;

z – кількість заходів шнека, шт.;

V_{1n} – об'єм одного ножа-подрібнювача, м³;

θ_n – загальна кількість ножів-подрібнювачів, шт.

Також із урахуванням рівняння (2.25) об'єму труби барабана шнека визначаємо як

$$V_{d_m} = 0,25\pi d_m^2 (T_1 n_1 + T_2 n_2 + \dots + T_i n_j). \quad (2.35)$$

Враховуючи конструктивне виконання шнека, загальна довжина гвинтової лінії l_c по середньому діаметру шнека буде дорівнювати сумі довжин n -х гвинтових ліній однакового T_i кроку спіральних витків, або

$$l_c = \sum_{i=1}^n l_i = l_{1j} + l_{2j} + \dots + l_{nj}, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (2.36)$$

де $l_{1j}, l_{2j}, \dots, l_{nj}$ – довжина гвинтової лінії першого, другого, n -го T_i кроку спірального витка, м.

При цьому

$$l_{1j} = l_{11j}n_1; \quad l_{2j} = l_{21j}n_2; \quad l_{nj} = l_{n1j}n_j, \quad (2.37)$$

де $l_{11j}, l_{21j}, \dots, l_{n1j}$ – одинична довжина гвинтової лінії одного спірального витка першого, другого, n -го T_i кроку, м.

Згідно з [11] довжина гвинтової лінії l одного витка шнека по середньому діаметру D у загальному випадку визначається за відомою формулою $l = \sqrt{T^2 + 0,25\pi^2(D+d)^2}$, де T, d – крок спіральних витків і внутрішній діаметр описаного кола розташування гвинтової лінії шнека.

Тоді одиничні довжини $l_{11j}, l_{21j}, \dots, l_{n1j}$ по середньому діаметру шнека, що дорівнює $0,5(D_k + d_m)$ будуть адекватно визначатися за формулами

$$\begin{cases} l_{11j} = \sqrt{T_1^2 + 0,25(D_k + d_m)^2}; \\ l_{21j} = \sqrt{T_2^2 + 0,25(D_k + d_m)^2}; \\ \dots\dots\dots; \\ l_{n1j} = \sqrt{T_i^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} \end{cases} \quad (2.38)$$

або згідно з (2.37)

$$\begin{cases} l_{1j} = n_1 \sqrt{T_1^2 + 0,25(D_k + d_m)^2}; \\ l_{2j} = n_2 \sqrt{T_2^2 + 0,25(D_k + d_m)^2}; \\ \dots\dots\dots; \\ l_{nj} = n_j \sqrt{T_i^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} \end{cases} \quad (2.39)$$

Підставивши значення складових $l_{11j}, l_{21j}, \dots, l_{n1j}$ із залежності (2.39) у формулу (2.36), отримаємо

$$l_c = n_1 \sqrt{T_1^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \\ + n_2 \sqrt{T_2^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \dots + n_j \sqrt{T_i^2 + 0,25(D_k + d_m)^2}. \quad (2.40)$$

Із урахуванням (2.32) і (2.40) об'єм V_c , який займають спіральні витки шнека, буде визначатися за формулою

$$V_c = 0,5\delta_c z (D_k - d_m) \left(n_1 \sqrt{T_1^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + n_2 \sqrt{T_2^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \dots \right. \\ \left. \dots + n_j \sqrt{T_i^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} \right). \quad (2.41)$$

Об'єм V_n , який займають ножі-подрібнювачі 6 визначимо з наступних міркувань. Кожен ніж-подрібнювач 6 виконано у вигляді прямої призми, в основі якої лежить рівнобічна трапеція. При цьому три робочі бічні грані призми з двох сторін загострено під кутом заточування α_n , а бічна грань, яка спирається на більшу основу b трапеції, має форму сегмента, радіус якого дорівнює радіусу труби барабана r_m шнека.

Тоді об'єм V_n , який займають ножі-подрібнювачі, буде дорівнювати

$$V_n = (V_{np} - V_z - V_{cn}) \theta_n, \quad (2.42)$$

де V_{np} – об'єм прямої призми, м^3 ;

V_z – сумарний об'єм прямих призм, які вирізано під час заточування бічних граней з основою BC , м^3 ;

V_{cn} – об'єм прямої призми, який вирізано з бічної грані з основою b , м^3 .

Визначимо вказані об'єми одного ножа-подрібнювача V_{np} , V_z , V_{cn} , при цьому згідно з рис. 2.3 та [166] маємо

$$V_{np} = F_{mp} \delta_n = \frac{a+b}{2} h_n \delta_n; \quad V_z = 2V_{1z} + 4V_{2z}; \quad V_{cn} = F_c L_k, \quad (2.43)$$

де F_{mp} – площа основи призми (площа трапеції), м^2 ;

a , b – основи трапеції, м ;

δ_n – висота призми (товщина ножа), м ;

$V_{1z} = 0,5\delta_n \varepsilon b / 2$ – об'єм, який вирізано з одного боку бічної грані з основою b , м^3 ;

$\varepsilon = 0,5\delta_n \operatorname{tg} \alpha_n$ – висота трикутника, м;

α_n – кут скосу бічної грані, град.;

$V_{2z} = 0,5\delta_n \varepsilon BC$ – об’єм, який вирізано з одного боку бічної грані з основою BC , м³;

$BC = h_n / \cos \gamma_n$ – довжина ребра бічної грані, м;

γ_n – кут між висотою ножа та ребром трапеції, град.;

F_c – площа сегмента висотою h , який стягується хордою a та центральним кутом α , м².

Тоді

$$V_{1z} = 0,125\delta_n^2 b \operatorname{tg} \alpha_n; \quad V_{2z} = 0,125\delta_n^2 h_n / \cos \gamma_n; \quad (2.44)$$

$$V_z = 0,25\delta_n^2 b \operatorname{tg} \alpha_n + \frac{0,5\delta_n^2 h_n}{\cos \gamma_n}. \quad (2.45)$$

Площа сегмента F_c , який стягується хордою a та центральним кутом α визначається за формулою [166]

$$F_c = r_m^2 \left[\left(\pi \alpha / 180 \right) - \sin \alpha \right] / 2, \quad (2.46)$$

де r_m – радіус труби барабана шнека, м.

При цьому основа трапеції a визначається за формулою $a = 2r_m \sin(\alpha/2)$, звідки $\sin(\alpha/2) = a/2r_m$; $\alpha/2 = \arcsin(a/2r_m)$.

Тоді, згідно з залежностями (2.25), (2.43), (2.46) об’єм прямої призми, який вирізано з бічної грані з основою b , визначаємо за формулою

$$V_{cn} = 0,25d_m^2 \left[\left(\pi \arcsin \frac{a}{d_m} \right) / 180 - \frac{a}{d_m} \cos \arcsin \frac{a}{d_m} \right] (T_1 n_1 + T_2 n_2 + \dots + T_i n_j). \quad (2.47)$$

Підставивши значення складових з (2.43), (2.45), (2.47) у рівняння (2.42), отримано формулу для визначення об’єму V_n , який займають ножі-подрібнювачі

$$V_n = \left[\left((a+b)h_n\delta_n - 0,5\delta_n^2 \left(b \operatorname{tg} \alpha_n + \frac{h_n}{\cos \gamma_n} \right) - 0,5d_m^2 \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \left[\left[\left(\pi \arcsin \frac{a}{d_m} / 180 \right) + \frac{a}{d_m} \cos \arcsin \frac{a}{d_m} \right] (T_1 n_1 - T_2 n_2 - \dots - T_i n_j) \right] \right] \right] \frac{\theta_n}{2}. \quad (2.48)$$

Сумарний об'єм V_e , що займають робочі елементи шнека згідно з (2.27), (2.34), (2.41) і (2.48), визначаємо за формулою

$$V_e = 0,25\pi d_m^2 (T_1 n_1 + T_2 n_2 + \dots + T_i n_j) + 0,5\delta_c z (D_k - d_m) \times \\ \times \left(n_1 \sqrt{T_1^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + n_2 \sqrt{T_2^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \dots + n_j \sqrt{T_i^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} \right) + \\ + 0,5\theta_n \left[\left((a+b)h_n\delta_n - 0,5\delta_n^2 \left(b \operatorname{tg} \alpha_n + \frac{h_n}{\cos \gamma_n} \right) - 0,5d_m^2 \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \left[\left[\left(\pi \arcsin \frac{a}{d_m} / 180 \right) + \frac{a}{d_m} \cos \arcsin \frac{a}{d_m} \right] (T_1 n_1 - T_2 n_2 - \dots - T_i n_j) \right] \right] \right] \quad (2.49)$$

Тоді, згідно з (2.20), (2.21) конструктивний геометричний коефіцієнт k_n шнека визначається за формулою

$$k_n = \frac{0,5\pi d_m^2 (T_1 n_1 + T_2 n_2 + \dots + T_i n_j) + \delta_c z (D_k - d_m) \times \\ \times \left(n_1 \sqrt{T_1^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + n_2 \sqrt{T_2^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \dots + n_j \sqrt{T_i^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} \right) + \\ + \theta_n \left[\left((a+b)h_n\delta_n - 0,5\delta_n^2 \left(b \operatorname{tg} \alpha_n + \frac{h_n}{\cos \gamma_n} \right) - 0,5d_m^2 \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \left[\left[\left(\pi \arcsin \frac{a}{d_m} / 180 \right) + \frac{a}{d_m} \cos \arcsin \frac{a}{d_m} \right] (T_1 n_1 - T_2 n_2 - \dots - T_i n_j) \right] \right] \right]}{\pi D_k^2 (T_1 n_1 + T_2 n_2 + \dots + T_i n_j)}.$$

— порядковий номер формули (2.50).

Таким чином, згідно з рівнянням (2.32) коефіцієнт заповнення k_z робочого простоту ГК з комбінованим робочим органом визначаємо за залежністю

$$k_z = \frac{1 - \frac{0,5\pi d_m^2 (T_1 n_1 + T_2 n_2 + \dots + T_i n_j) + \delta_c z (D_k - d_m) \times \left(n_1 \sqrt{T_1^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + n_2 \sqrt{T_2^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \dots \right) + \dots}{\pi D_k^2 (T_1 n_1 + T_2 n_2 + \dots + T_i n_j)}}{\frac{(D_k + 2c)^2}{D_k^2}} \quad (2.51)$$

або

$$k_z = \frac{D_k^2}{(D_k + 2c)^2} - \frac{0,5\pi d_m^2 (T_1 n_1 + T_2 n_2 + \dots + T_i n_j) + \delta_c z (D_k - d_m) \times \left(\sqrt{T_1^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + n_2 \sqrt{T_2^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \dots \right) + \dots}{\pi (D_k + 2c)^2 (T_1 n_1 + T_2 n_2 + \dots + T_i n_j)} \quad (2.52)$$

Для практичного застосування отриманих залежностей (2.51) і (2.52) проведемо їх спрощення за рахунок формалізації конструктивного виконання шнека удосконаленого ГК.

Для цього приймаємо припущення, що:

- кількість витків n_1, n_2, \dots, n_j кожного n -го T_i кроку однакова, тобто

$$n_1 = n_2 = \dots = n_j = n_z;$$

- кожен наступний крок витків, починаючи з першого, збільшується на постійну величину ΔT , тобто: $T_2 = T_1 + \Delta T; \dots; T_i = T_{i-1} + \Delta T$;

- кількість ножів-подрібнювачів, які встановлено на трубі барабана шнека між однією парою двох суміжних спіральних витків шнека однакова та дорівнює θ_1 .

У цьому випадку:

- суму $T_1 n_1 + T_2 n_2 + \dots + T_i n_i$ n -х кроків спіральних витків, яка дорівнює довжині шнека L_k , можна представити у вигляді залежності:

$$T_1 n_1 + T_2 n_2 + \dots + T_i n_i = \frac{n_z n}{2} [T_1 + \Delta T (n - 1)], \quad (2.53)$$

де n_z – кількість витків кожного T_i -го кроку;

n – кількість T_i -х кроків, при цьому порядок перетворення та спрощення залежності (2.53) наведено у додатку В1.2;

- загальна кількість ножів θ_n , які встановлено на трубі барабана шнекового конвеєра, буде дорівнювати

$$\theta_n = \theta_1 (n_z n - 1). \quad (2.54)$$

Тоді рівняння (2.51) і (2.52) мають такий вигляд:

$$k_n = \frac{1}{2\pi D_k^2} \left[\pi d_m^2 + \frac{4\Omega \delta_c z (D_k - d_m)}{n [2T_1 + \Delta T (n - 1)]} + 2\theta_1 (n_z - 1) \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{2(a + b)h_n \delta_n \cos \gamma_n - \delta_n^2 (btg \alpha_n \cos \gamma_n + h_n)}{n_z n [2T_1 + \Delta T (n - 1)] \cos \gamma_n} - 0,5 d_m^2 \Theta \right) \right], \quad (2.55)$$

$$\text{де } \Omega = \sqrt{T_1^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \sqrt{T_2^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \dots + \sqrt{T_i^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} = \\ = \sqrt{T_1^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \sqrt{(T_1 + \Delta T)^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \\ + \dots + \sqrt{[T_i + \Delta T (n - 1)]^2 + 0,25(D_k + d_m)^2};$$

$$\Theta = \left[\left(\pi \arcsin \frac{a}{d_m} / 180 \right) + \frac{a}{d_m} \cos \arcsin \frac{a}{d_m} \right].$$

При цьому порядок перетворення та спрощення залежності (2.55) наведено у додатку В2.2.

$$k_z = \frac{D_k^2 - \frac{1}{2\pi} \left[\pi d_m^2 + \frac{4\Omega\delta_c z(D_k - d_m)}{n[2T_1 + \Delta T(n-1)]} + 2\theta_1(n_z n - 1) \times \left(\frac{2(a+b)h_n\delta_n \cos \gamma_n - \delta_n^2(btg \alpha_n \cos \gamma_n + h_n)}{n_z n[2T_1 + \Delta T(n-1)] \cos \gamma_n} - 0,5d_m^2 \Theta \right) \right]}{(D_k + 2c)^2}. \quad (2.56)$$

Крім того, також приймаємо припущення, що кожен ніж-подрібнювач виконано у вигляді прямої призми, висота якої дорівнює δ_n , а в основі призми лежить рівнобічна трапеція, висота якої дорівнює h_n , при цьому можна записати, що висота трапеції приблизно буде дорівнювати висоті спірального витка, або $h_n \cong h_c \cong 0,5(D_k - d_m)$, а три робочі бічні грані призми з двох сторін загострено під кутом заточки α_n .

У цьому випадку об'єм V'_n , який займають ножі-подрібнювачі, буде

$$V'_n = (V_{np} - V_z) \theta_1(n_z n - 1), \quad (2.57)$$

або

$$V'_n = \frac{\theta_1(n_z n - 1) [(a+b)(D_k - d_m)\delta_n \cos \gamma_n - \delta_n^2(btg \alpha_n + 0,5(D_k - d_m))]}{\cos \gamma_n}. \quad (2.58)$$

Тоді рівняння (2.55) і (2.56) будуть мати кінцевий загальний вигляд [167]:

$$k_n = \frac{1}{2\pi D_k^2} \left[\pi d_m^2 + \frac{4\Omega\delta_c z(D_k - d_m)}{n[2T_1 + \Delta T(n-1)]} + \theta_1(n_z n - 1) \times \left(\frac{2(a+b)(D_k - d_m)\delta_n \cos \gamma_n - \delta_n^2(2btg \alpha_n \cos \gamma_n + (D_k - d_m))}{n_z n[2T_1 + \Delta T(n-1)] \cos \gamma_n} - d_m^2 \Theta \right) \right], \quad (2.59)$$

де порядок перетворення та спрощення формули (2.59) наведено у додатку В3.2;

$$k_z = \frac{1 - \frac{d_m^2}{2D_k^2} \left[1 + \frac{4\Omega\delta_c z(D_k - d_m)}{\pi D_k^2 [2T_1 + \Delta T(n-1)]} + \frac{\theta_1(n_z n - 1)\delta_n}{\pi} \times \left(\frac{2(a+b)(D_k - d_m)\cos \gamma_n - \delta_n [btg \alpha_n \cos \gamma_n + 0,5(D_k - d_m)]}{nd_m^2 [2T_1 + \Delta T(n-1)] \cos \gamma_n} \right) \right]}{\frac{(D_k + 2c)^2}{D_k^2}}. \quad (2.60)$$

Або, враховуючи (2.59), залежність (2.60) можна звести до вигляду

$$k_z = \frac{D_k^2}{(D_k + 2c)^2} (1 - k_n) < 1. \quad (2.61)$$

За початкових умов $d_m = 0,04$ м; $T_1 = 0,08$ м; $\Delta T = 0,01$ м; $\delta_n = 0,002$ м; $n_z = 3$; $n = 2$; $\alpha_n = \pi/6$ град.; $\gamma_n = \pi/12$; $a = 0,03$ м; $b = 0,02$ м; $c = 0,002$ м згідно з рівнянням (2.59) побудовано залежність зміни конструктивного геометричного коефіцієнта k_n , а згідно з залежністю (2.60) – коефіцієнта k_z .

На рис. 2.4 наведено залежність зміни конструктивного геометричного коефіцієнта k_n у вигляді функціонала $k_n = f_n(D_k; T_1)$, рис. 2.4а; $k_n = f_n(n_z; \theta_1)$, рис. 2.4б; $k_n = f_n(n; \Delta T)$, рис. 2.4в.

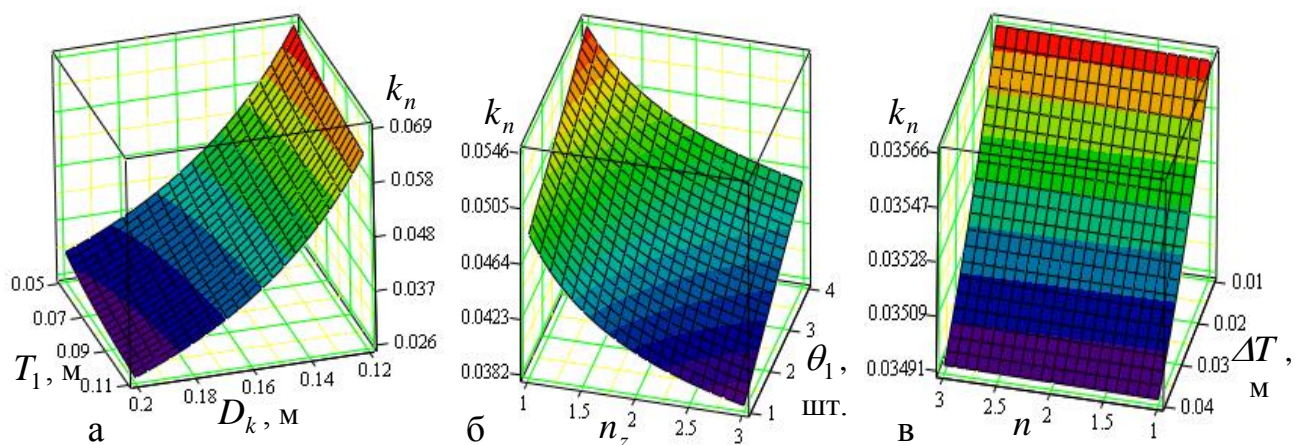


Рисунок 2.4 – Залежність зміни конструктивного геометричного коефіцієнта k_n як функціонал: а – $k_n = f_n(D_k; T_1)$; б – $k_n = f_n(n_z; \theta_1)$;

в – $k_n = f_n(n; \Delta T)$.

Аналіз побудованих залежностей (рис. 2.4, рис. 2.5) показує, що конструктивний геометричний коефіцієнт k_n залежно від зміни діаметра D_k та кроку T_1 шнека знаходиться в межах 0,026...0,07 за кількості змінних T_i -х кроків, що дорівнюють $n = 3$, кількості спіральних витків однакового T_i -го кроку – $n_z = 2$ та кількості ножів-подрібнювачів, що встановлено між однією парою двох суміжних спіральних витків – $\theta_1 = 4$ шт.

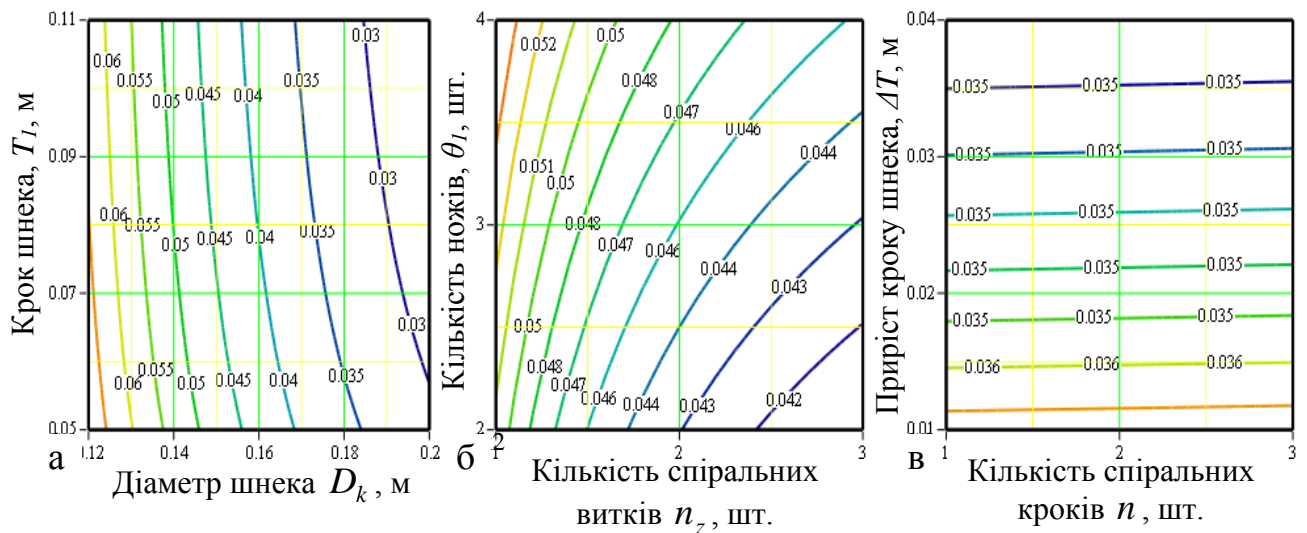


Рисунок 2.5 – Залежність зміни геометричного коефіцієнта k_n як функціонал:

$$\text{а} - k_n = f_n(D_k; T_1); \text{б} - k_n = f_n(n_z; \theta_1); \text{в} - k_n = f_n(n; \Delta T).$$

При цьому зміна k_n , який визначено у вигляді функціональної залежності $k_n = f_n(D_k; T_1)$ має зворотний характер – зі збільшенням діаметра D_k та кроку T_1 шнека конструктивний геометричний коефіцієнт k_n зменшується за параболічною функцією, що також адекватно характеру поведінки графічної інтерпретації зміни k_n у вигляді функціонала $k_n = f_D(D_k)$ і $k_n = f_T(T_1)$, залежності якого наведено, відповідно, на рис. 2.5а і рис. 2.5б.

На основі аналізу (рис. 2.6) встановлено, що зі збільшенням кількості ножів-подрібнювачів θ_1 , які встановлено між однією парою двох суміжних

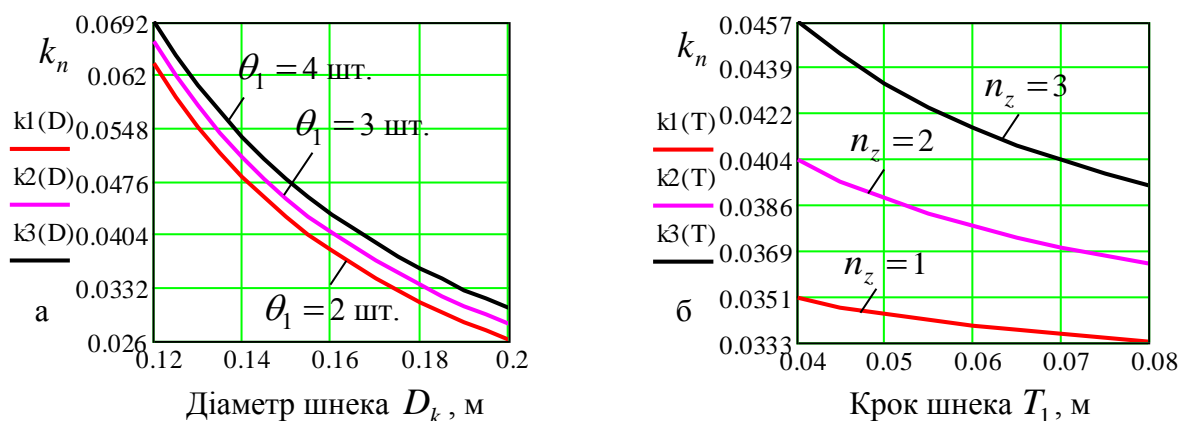


Рисунок 2.6 – Залежність зміни конструктивного геометричного

коефіцієнта k_n як функціонал: а – $k_n = f_D(D_k)$ за $T_1 = 0,08$ м;

б – $k_n = f_T(T_1)$ за $D_k = 0,16$ м; $\theta_1 = 2$ шт.

спіральних витків і кількості T_i -х кроків n , конструктивний геометричний коефіцієнт k_n зростає прямопропорційно збільшенню θ_1 і n .

При цьому середнє значення приросту k_n , який описується функціоналом $k_n = f_n(n_z; \theta_1)$ і $k_n = f_n(n; \Delta T)$ за умови зростання $\theta_1 + 1$ та $n + 1$ знаходиться, відповідно, у межах 0,002...0,003 (рис. 2.5б) та 0,0005...0,0006 (рис. 2.6а), що у випадку $n + 1$, приріст геометричного коефіцієнта k_n є дуже незначним.

За умови збільшення $n_z + 1$ та $\Delta T + 0,01$ м коефіцієнт k_n , який описується функціоналом $k_n = f_n(n_z; \theta_1)$ і $k_n = f_n(n; \Delta T)$, зменшується приблизно на 0,004...0,005 (рис. 2.5в) та 0,002...0,003 (рис. 2.6б), що у випадку $\Delta T + 0,01$, убуття геометричного коефіцієнта k_n є дуже незначним.

У зв'язку з цим можна констатувати, що домінуючий вплив на зміну числового значення геометричного конструктивного коефіцієнта k_n має діаметр D_k шнека, кількість ножів-подрібнювачів θ_1 і кількість спіральних витків n_z одного T_i -го кроку, а зміна ΔT одного T_i -го кроку і кількості T_i -х кроків n є не суттєвою та незначно впливає на зміну k_n .

Тривимірну графічну інтерпретацію залежності зміни коефіцієнта заповнення k_z у вигляді функціонала $k_z = f_z(D_k; T)$ та $k_z = f_z(D_k; \Delta T)$ наведено, відповідно, на рис. 2.7 і рис. 2.8.

Встановлено, що функціональна зміна коефіцієнта заповнення k_z залежно від зміни діаметра D_k та кроку T_1 шнека (рис. 2.7, рис. 2.8), на відміну від зміни конструктивного геометричного коефіцієнта k_n удосконаленого ГК, має зворотний характер – зі збільшенням D_k і T_1 коефіцієнт заповнення k_z також зростає та знаходиться в межах 0,87...0,94. При цьому домінуючим фактором, який значною мірою регламентує кількісне значення коефіцієнта заповнення k_z , є діаметр D_k шнека, причому значний приріст k_z спостерігається за значення $D_k \geq 0,12$ м – у межах зміни D_k від 0,12 до 0,16 (м) коефіцієнт заповнення k_z зростає на 0,05. Зміна кроку T_1 та приросту збільшення кроку ΔT шнека має

незначний і несуттєвий характер впливу на кількісне значення k_z – за збільшення кроку T_1 від 0,04 до 0,08 (м) та приросту збільшення кроку ΔT від 0,01 до 0,04 (м) коефіцієнт заповнення k_z зростає, відповідно, на 0,004 (рис. 2.9) та 0,001 (рис. 2.8).

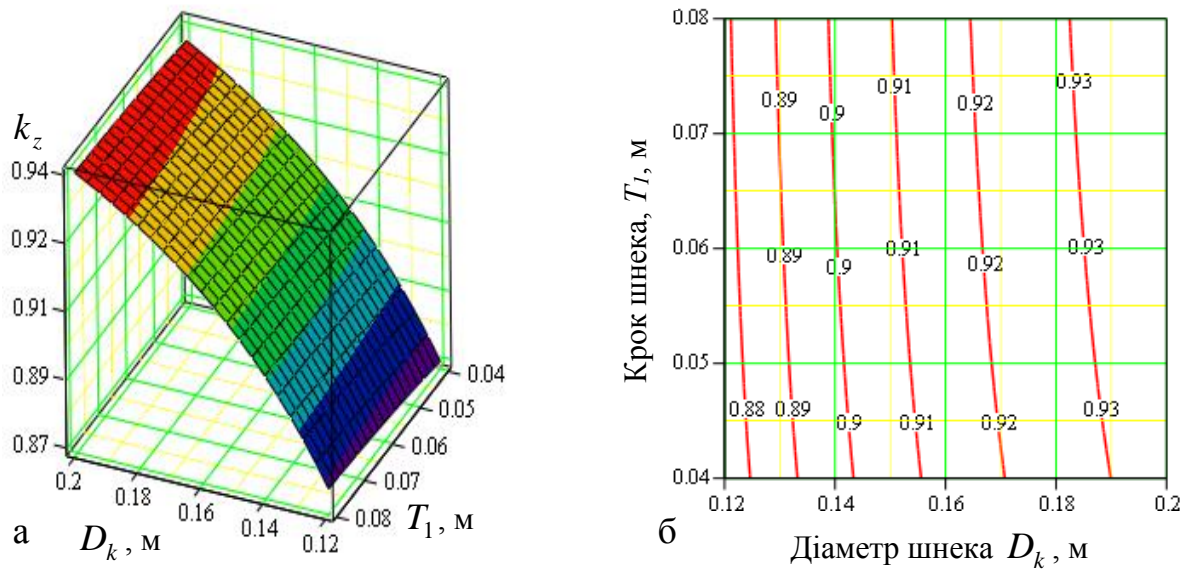


Рисунок 2.7 – Залежність зміни коефіцієнта заповнення k_z

як функціонал $k_z = f_n(D_k; T_1)$ за $\theta_1 = 3$: а – тривимірна поверхня;

б – двовірний переріз поверхні.

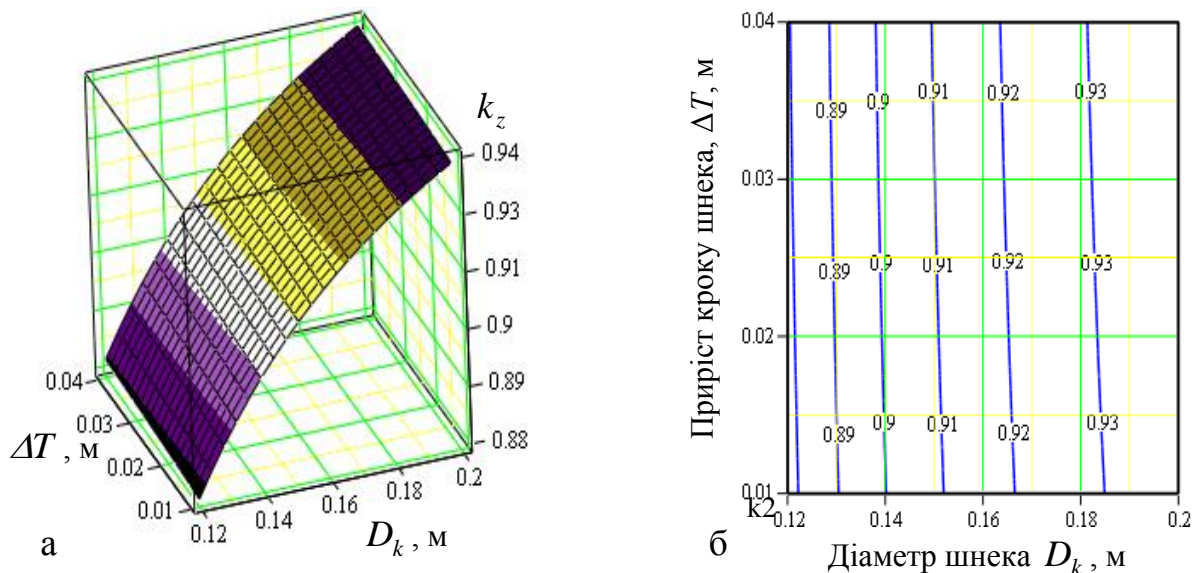


Рисунок 2.8 – Залежність зміни коефіцієнта заповнення k_z

як функціонал $k_z = f_z(D_k; \Delta T)$ за $\theta_1 = 3$: а – тривимірна поверхня;

б – двовірний переріз поверхні.

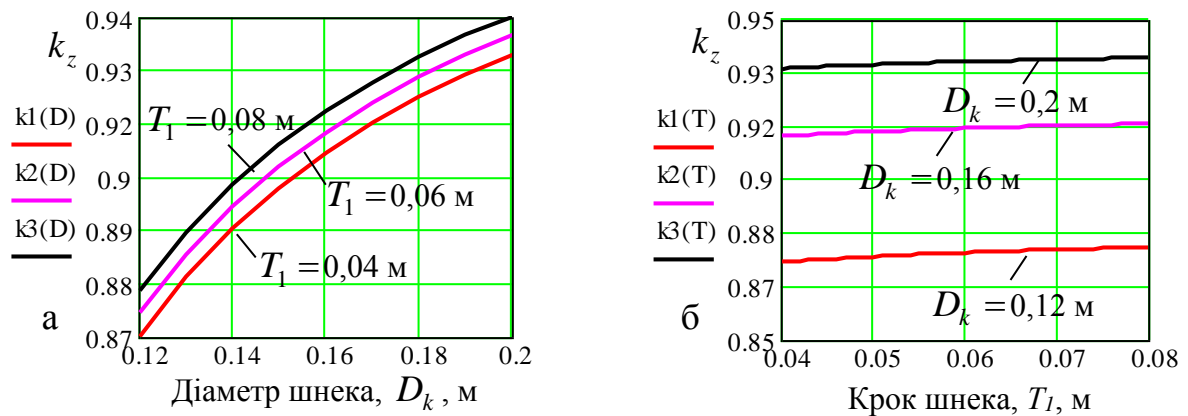


Рисунок 2.9. – Залежність зміни коефіцієнта заповнення k_z як функціонал за $\theta_1 = 3$ шт.: а – $k_z = f_D(D_k)$; б – $k_z = f_T(T_l)$.

Отримані значення коефіцієнт заповнення $k_z = 0,87 \dots 0,94$ за своєю аналітичною суттю, є максимально можливим технологічним параметром процесу транспортування подрібнених коренеплодів комбінованими робочими органами удосконаленого ГК та характеризує його максимальний ступінь заповнення робочого простору. Тобто можна констатувати, що максимальне значення коефіцієнта заповнення k_z знаходиться в межах $k_{z,max} = 0,87 \dots 0,94$.

Таким чином, встановлене на аналітичному рівні числове значення максимального коефіцієнта заповнення $k_{z,max} = 0,87 \dots 0,94$ є подальшим кроком для дослідження технологічних і енергетичних параметрів процесу транспортування подрібнених коренеплодів – обґрунтування продуктивності роботи та енергозатрат, які необхідні на одночасне подрібнення й транспортування матеріалу ГК з комбінованим робочим органом, що в кінцевому результаті призведе безпосередньо до обґрунтування раціональних конструктивно-кінематичних параметрів комбінованих робочих органів удосконаленого ГК.

2.3. Продуктивність роботи гвинтового конвєсєра

Технологічний процес переміщення коренеплодів, який містить їх одночасне транспортування та подрібнення для подальшої переробки подрібнених коренеплодів, є однією із важливих і складних технологічних

операцій у загальному контексті технологічного процесу роботи всього ланцюга виробництва енергетичних ресурсів. Збільшення продуктивності роботи технологічного обладнання та ступеня виходу кінцевого енергетичного продукту є пріоритетними завданнями в загальному аспекті підвищення технологічно-економічних показників галузі народного господарства та забезпечення енергоспроможності України.

Запропонований удосконалений ГК з комбінованим робочим органом у першу чергу характеризується експлуатаційно-технологічними показниками, серед яких технологічна пропускна здатність, або технологічність роботи, регламентує продуктивність роботи транспортних механізмів і, на кінець продуктивність усього переробного комплексу.

Обґрунтування раціональних параметрів комбінованого робочого органу проведемо на основі аналітичного дослідження його пропускної здатності або продуктивності роботи Q_m удосконаленого ГК.

При цьому основні конструктивно-кінематичні параметри комбінованого робочого органу ГК та їх взаємозв'язок регламентований критеріями значень основних показників технологічно-експлуатаційної стабільності роботи шнека [3, 10].

Таким чином, згідно з рис. 2.1 продуктивність роботи Q_m удосконаленого ГК у загальному та в основному контексті регламентується продуктивністю роботи шнека 3, яку позначимо через Q_k . При цьому критерієм технологічності робочого процесу одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів шнеком буде умова за якої пропускна здатність або продуктивність роботи Q_k шнекова повинна бути не меншою (більшою, чи рівною) за подачу коренеплодів W_k за певний проміжок часу t .

З метою формалізації процесу завантаження коренеплодів і подальшого їх транспортування удосконаленим ГК і для обґрунтування раціональних параметрів робочих органів розглянемо функціональну схему технологічного процесу роботи завантажувального каналу, яку наведено на рис. 2.10.

Транспортними вузлами завантажувального каналу є бункер 1, який має завантажувальну горловину 2, що переходить у вихідну горловину 3.

Коренеплоди 4 навантажувальним пристроєм через завантажувальну горловину 2 надходять у бункер 1, а потім через верхній і нижній отвори вихідної горловини 3 висипаються в внутрішній робочий об'єм удосконаленого ГК чи в міжвитковий простір шнека 3 (рис. 2.3). Тут відбувається одночасне транспортування та подрібнення коренеплодів з наступним вивантаженням подрібнених коренеплодів через вивантажувальний канал ГК.

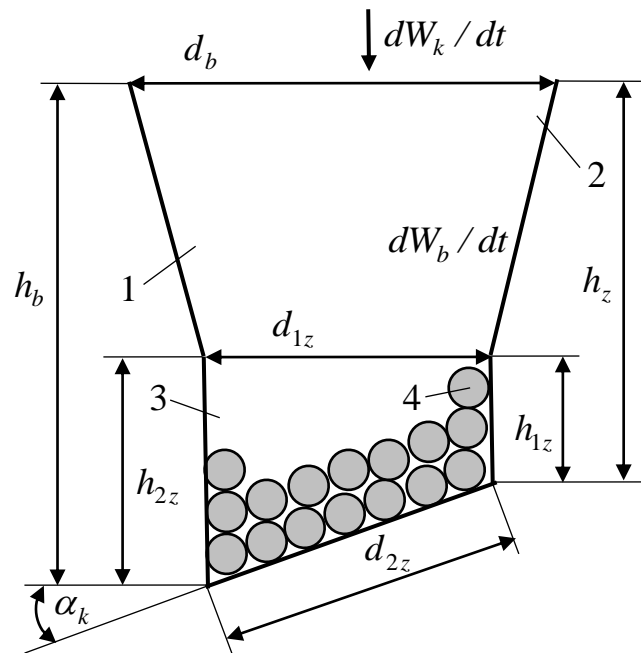


Рисунок 2.10 – Схема до розрахунку параметрів завантажувального каналу: 1 – бункер; 2 – завантажувальна горловина; 3 – вихідна горловина; 4 – коренеплід.

На основі цього можна записати нерівність, яка характеризує технологічність одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів шнеком удосконаленого ГК або його умову раціонального функціонування

$$dM_k / dt \geq dW_k / dt, \text{ або } Q_k \geq W_k, \quad (2.62)$$

де dM_k / dt – маса вивантажених подрібнених коренеплодів через вивантажувальний канал удосконаленого ГК за час t , кг;

dW_k / dt – загальна маса (подача) завантажених коренеплодів через завантажувальний канал (бункер) за час t , кг;

Q_k – продуктивність роботи шнека, кг/с;

W_k – секундна подача коренеплодів, які завантажуються через бункер удосконаленого ГК, кг/с.

Функціональний взаємозв'язок між розмірними параметрами завантажувального каналу або бункера 1 (рис. 2.10) та конструктивно-кінематичними параметрами шнека удосконаленого ГК визначимо на основі теоретичного аналізу загальної маси (подачі) завантажених коренеплодів dW_k / dt через бункер, пропускної здатності бункера dW_b / dt (кг), необхідної розрахункової пропускної здатності dQ_k / dt шнека за час t [169].

У зв'язку з цим умову (2.62) запишемо у вигляді

$$dQ_k / dt \geq dW_b / dt \geq dW_k / dt. \quad (2.63)$$

Для формалізації процесу роботи завантажувального каналу приймаємо такі припущення (рис. 2.10):

- витрата коренеплодів через вихідний отвір 3 бункера 1 до спіральних витків шнека в кінцевому аспекті не менше пропускної здатності dQ_k / dt самого шнека за час t ;

- закономірності руху коренеплодів в об'ємі бункера 1 описуються (підкоряються) основним процесам вільного витікання матеріалу із місткості [170, 171];

- витрата коренеплодів через вихідний отвір 3 відбувається у процесі стікання коренеплодів у воронку під кутом природного укусу до періоду руйнування висоти динамічного розвантажувального склепіння [171];

- поперечний переріз завантажувальної горловини 2 та верхнього отвору вихідної горловини 3 бункера 1 мають форму кола, а поперечний переріз нижнього отвору вихідної горловини 3 має форму еліпса. При цьому діаметр завантажувальної горловини позначимо через d_b , діаметр верхнього отвору

вихідної горловини – через d_{1z} , малу та велику осі еліпса – відповідно через $a_1 = d_{1z}$, $b_1 = d_{2z}$.

Пропускна здатність бункера dW_b/dt в загальному контексті регламентована витратою коренеплодів через нижній отвір вихідної горловини бункера.

Згідно з прийнятими попередніми припущеннями, а також тим, що площа поперечного перерізу верхнього вихідного отвору або площа S_1 кола діаметром d_{1z} завжди менше площі поперечного перерізу нижнього вихідного отвору, або площі еліпса S_2 , у якого мала вісь дорівнює діаметру кола d_{1z} . Тобто $S_1 < S_2$, витрата матеріалу через вихідну горловину бункера (або у нашому випадку – пропускна здатність бункера dW_b/dt) буде регламентуватися, в першу чергу, витратами матеріалу через верхній отвір вихідної горловини бункера.

Відомо, що згідно з [171] пропускна здатність бункера W_b (кг/с) визначається за формулою

$$W_b = V_v \rho S_o = \frac{\lambda_u \rho S_o \sqrt{3,2gR_k}}{\sqrt{f_m}}, \quad (2.64)$$

де $V_v = \lambda_u \sqrt{3,2gR_k}$ – швидкість витікання вантажу з отвору бункера, м/с;

λ_u – коефіцієнт опору вантажу [119];

R_k – зведений критичний радіус отвору, м;

ρ – об'ємна маса вантажу, кг/м³;

S_o – площа отвору витікання вантажу вихідного каналу бункера, м²;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

f_m – коефіцієнт внутрішнього тертя.

Тоді згідно з залежністю (2.64) пропускна здатність бункера dW_b/dt (кг) за проміжок часу t з урахуванням буквених позначень (рис. 2.10) визначається за формулою

$$dW_b = \frac{\lambda_u \rho S_1 \sqrt{1,6gd_{1z}}}{\sqrt{f_m}} dt, \quad (2.65)$$

де $\lambda_u = 0,65$ – коефіцієнт опору для сухих кускових вантажів [119];

$\rho_k = 550 \text{ кг/м}^3$ – об’ємна маса коренеплодів [16, 25];

$S_1 = 0,25\pi(d_{1z} - a')^2$ – площа верхнього отвору витікання вихідної горловини бункера з урахуванням кусковатості вантажу, м^2 [4];

d_{1z} – зведений діаметр верхнього отвору вихідної горловини бункера, м;

a' – середній поперечний розмір коренеплодів, м;

$g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

$f_m = 0,25d_{1z} / (h_{1z} + h_{2z})$ – коефіцієнт внутрішнього тертя,

$h_{1z}, h_{2z} = h_{1z} + d_{2z} \sin \alpha_k$ – висота склепіння, м [171].

Після підстановки складових значень у (2.65), отримаємо [169]:

$$\begin{aligned} dW_b &= \frac{\lambda_u \rho_k \pi 0,25 (d_{1z} - a')^2 \sqrt{1,6 g d_{1z}}}{\sqrt{\frac{0,25 d_{1z}}{(h_{1z} + h_{1z} + d_{2z} \sin \alpha_k)}}} dt = \\ &= \frac{\lambda_u \rho_k \pi (d_{1z} - a')^2 \sqrt{1,6 g d_{1z} (2h_{1z} + d_{2z} \sin \alpha_k)}}{2\sqrt{d_{1z}}} dt \end{aligned} \quad (2.66)$$

Продуктивність шнека Q_k (кг/с) згідно з [53, 55] визначається за загальною формулою продуктивності машин неперервної дії або

$$Q_k = F_v \rho_k \mu_n \psi_\alpha V_w, \quad (2.67)$$

де F_v – площа поперечного перерізу потоку вантажу, м^2 ;

μ_n – коефіцієнт подачі шнека (коефіцієнт продуктивності);

ψ_α – коефіцієнт кута нахилу шнека до горизонту;

V_w – середня швидкість переміщення (транспортування) вантажу в напрямку вихідної частини шнека, м/с. При цьому:

- значення коефіцієнта подачі шнека μ_n згідно з [53, 57] залежить від коефіцієнта заповнення k_z шнека, який визначає дольове заповнення об’єму робочого русла жолоба та коефіцієнта λ_c , який враховує «витік» маси матеріалу по зазорах та визначається як їх різниця;

- середня швидкість V_w осьового переміщення матеріалу витками шнека визначається через поправочний коефіцієнт ковзання k_v матеріалу по робочих поверхнях, який враховує зниження середньої швидкості V_w відносно теоретичної швидкості осьового переміщення витків шнека $V_{o.m}$ [57] вздовж його осі обертання. При цьому відбувається зменшення продуктивності шнека за рахунок наявного тертя ковзання частинок матеріалу по поверхні елементів його конструкції;

- коефіцієнт ковзання k_v залежить від багатьох факторів. Основними із них є кут підйому гвинтової лінії α навивання витків на барабан шнека (коефіцієнта k_α , який показує ступінь впливу кута підйому α гвинтової лінії по середньому радіусу останнього витка шнека), коефіцієнт ущільнення k_y матеріалу витками шнека, діаметр шнека тощо.

При цьому згідно з [57]

$$\mu_n = k_z - \lambda_c; \quad V_n = V_{o.m} k_v; \quad k_v = k_\alpha k_y. \quad (2.68)$$

де k_v – коефіцієнт ковзання;

k_α – коефіцієнт, який показує ступінь впливу кута підйому α гвинтової лінії по середньому радіусу останнього витка шнека;

k_y – коефіцієнт ущільнення подрібнених коренеплодів витками шнека.

У зв'язку з цим, враховуючи викладене, можна констатувати, що для нашого випадку:

- за відсутності «витоку» подрібнених коренеплодів через зазор ($\lambda_c = 0$), значення коефіцієнта подачі шнека μ_n буде дорівнювати коефіцієнту заповнення k_z , або $\mu_n = k_z$;

- середня швидкість V_w осьового переміщення подрібнених коренеплодів витками шнека згідно з (2.48) та значення кроку останнього витка $T_i = T_1 + n\Delta T$ за прийнятої умови, що $T_2 = T_1 + \Delta T; \dots; T_i = T_{i-1} + \Delta T$, визначається

$$V_w = \frac{T_i \omega_k}{2\pi} k_v = \frac{(T_1 + n\Delta T)k_v}{2\pi} \frac{d\varphi_k}{dt}, \quad (2.69)$$

де ω_k – кутова швидкість шнека, рад/с;

φ_k – кут повороту шнека, рад.;

- площа поперечного перерізу потоку ватажу F_v буде дорівнювати площі внутрішнього поперечного перерізу кожуха F_k , або з урахуванням (2.21)

$$F_k = 0,25\pi d_k^2 = 0,25\pi(D_k + c)^2. \quad (2.70)$$

Тоді, підставивши значення складових з (2.61), (2.68)-(2.70) у формулу (2.67), отримаємо залежність для визначення необхідної розрахункової пропускної здатності dQ_k / dt шнека за час t [172]

$$dQ_k = 0,125\rho_k\psi_\alpha k_a k_y (T_1 + n\Delta T) \left(\frac{d\varphi_k}{dt} \right) \times \left\{ D_k^2 - \frac{1}{2\pi} \left[\pi d_m^2 + \frac{4\Omega\delta_c z(D_k - d_m)}{n[2T_1 + \Delta T(n-1)]} + \theta_1(n_z n - 1) \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \left(\frac{2\delta_n(a+b)(D_k - d_m)\cos\gamma_n - \delta_n^2[2btg\alpha_n \cos\gamma_n + (D_k - d_m)]}{n_z n[2T_1 + \Delta T(n-1)]\cos\gamma_n} - d_m^2 \Theta \right) \right] \right\} dt, \quad (2.71)$$

де порядок перетворення залежності (2.71) наведено в додатку В4.3.

Або згідно з рівнянням (2.61), отримаємо [169]:

$$dQ_k = 0,125D_k^2 \rho_k \psi_\alpha k_a k_y (1 - k_n) (T_1 + n\Delta T) \left(\frac{d\varphi_k}{dt} \right) dt. \quad (2.72)$$

Для практичного використання залежності (2.71) скористаємося відомим положенням [173], згідно з яким зовнішній діаметр D_k шнека під час проектування шнекових гвинтових механізмів, які транспортують кускові матеріали приймають за співвідношенням $D_k = k_d d_m$, де $k_d = 6 \dots 8$ – коефіцієнт співвідношення, звідки діаметр труби барабана шнека буде визначатися як відношення

$$d_m = D_k / k_d; \quad (2.73)$$

Тоді з урахуванням (2.73) залежність для визначення необхідної розрахункової пропускної здатності dQ_k/dt шнека за час t згідно з (2.11) буде мати вигляд [174]:

$$dQ_k = 0,125 D_k^2 \rho_k \psi_\alpha (T_1 + n \Delta T) k_a k_y \left(\frac{d\varphi_k}{dt} \right) \times \left(\left[\frac{1}{\pi} + \frac{4 \Omega \delta_c z (k_d - 1) k_d}{n [2T_1 + \Delta T (n - 1)] D_k} + \theta_1 (n_z n - 1) \delta_n \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \left[1 - \frac{1}{2 \pi k_d^2} \times \left(\frac{2 D_k k_d (a + b) ((k_d - 1)) \cos \gamma_n - \delta_n \left[2 b t g \alpha_n \cos \gamma_n + \frac{D_k}{k_d} (k_d - 1) \right]}{D_k^2 n_z n [2T_1 + \Delta T (n - 1)] \cos \gamma_n} \right] - \frac{\Theta}{\delta_n} \right] \right] \right) dt, \quad (2.74)$$

де порядок перетворення та спрощення отриманої залежності (2.74) наведено в додатку В5.3.

Розроблена залежність (2.74) є математичною моделлю, яка характеризує зміну пропускної здатності dQ_k/dt удосконаленого ГК за певний проміж часу t залежно від конструктивно-кінематичних параметрів шнека.

Для практичного використання моделі (2.74) проведемо такі перетворення:

- виразимо складову кутової швидкості шнека $d\varphi_k/dt$ через частоту обертання шнека, при цьому згідно з [174] відомо, що $d\varphi_k/dt = \omega_k = \pi n_k / 30$, де n_k – частота обертання шнека, об/хв;

- виразимо параметри ножа-подрібнювача a і b через параметри шнека, при цьому для спрощення приймаємо припущення, що велика основа ножа-подрібнювача приблизно дорівнює четвертій частині довжини кола барабана труби шнека, тобто $a \cong l_{d_m} / 4 \cong 0,25 \pi d_m \cong 0,25 \pi D_k / k_d$, де l_{d_m} – довжина кола барабана шнека, м.

Згідно з (2.73) та відомими положеннями [166] отримаємо

$$\begin{aligned}
b &= a - 2h_n \operatorname{tg} \gamma_n = 0,25\pi D_k / k_d - 2 \cdot 0,5(D_k - d_m) \operatorname{tg} \gamma_n = \\
&= 0,25\pi D_k / k_d - 2 \cdot 0,5 \left(D_k - \frac{D_k}{k_d} \right) \operatorname{tg} \gamma_n = 0,25\pi D_k / k_d - D_k \operatorname{tg} \gamma_n (1 - k_d^{-1}) = \\
&= 0,25\pi D_k / k_d - D_k \operatorname{tg} \gamma_n (1 - k_d^{-1}) = D_k [0,25\pi / k_d - \operatorname{tg} \gamma_n (1 - k_d^{-1})] = \quad ; \quad (2.75) \\
&= \frac{D_k}{k_d} [0,25\pi - \operatorname{tg} \gamma_n (k_d - 1)]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
a + b &= 0,25\pi D_k / k_d + D_k [0,25\pi / k_d - \operatorname{tg} \gamma_n (1 - k_d^{-1})] = \\
&= D_k [0,25\pi / k_d + 0,25\pi / k_d - \operatorname{tg} \gamma_n (1 - k_d^{-1})] = D_k [0,5\pi / k_d - \operatorname{tg} \gamma_n (1 - k_d^{-1})] = \quad (2.76) \\
&= \frac{D_k}{k_d} [0,5\pi - \operatorname{tg} \gamma_n (k_d - 1)]
\end{aligned}$$

Тоді залежність для визначення продуктивності роботи Q_k (кг/с) удосконаленого ГК після підстановки (2.75) і (2.76) в (2.74) та (додаток В6.3) спрощення буде мати прикінцевий вигляд [175]

$$\begin{aligned}
Q_k &= \frac{\pi n_k D_k^2 \rho_k \psi_\alpha (T_1 + n \Delta T) k_a k_y}{240} \times \\
&\times \left(1 - \frac{1}{2\pi k_d^2} \left[\frac{1}{\pi} + \frac{4\Omega \delta_c z (k_d - 1) k_d}{n [2T_1 + \Delta T (n - 1)] D_k} + \frac{D_k}{k_d} \theta_1 \delta_n (n_z n - 1) \times \right. \right. \\
&\quad \left. \left. \times \left(\frac{D_k k_d [\pi - \operatorname{tg} \gamma_n (k_d - 1)] ((k_d - 1)) \cos \gamma_n -}{D_k^2 n_z n [2T_1 + \Delta T (n - 1)] \cos \gamma_n} - \frac{k_d \Theta}{D_k \delta_n} \right) \right] \right) \quad (2.77)
\end{aligned}$$

З врахуванням (2.72) формула для визначення продуктивності роботи Q_k удосконаленого ГК набуде прикінцевого остаточного вигляду

$$Q_k = \frac{\pi n_k D_k^2 \rho_k \psi_\alpha (T_1 + n \Delta T) k_a k_y}{240} (1 - k_n). \quad (2.78)$$

Згідно з формулою (2.78) за початкових умов $\rho_k = 550$ кг/м³; $\psi_\alpha = 0,7$; $k_a = 0,65$; $k_y = 0,7$; $k_n = 0,7$ побудовано залежність зміни продуктивності

роботи Q_k від основних конструктивно-кінематичних і технологічних параметрів шнека у вигляді функціонала: рис. 2.11а – $Q_k = f(D_k; T_1)$ за $\Delta T = 0,04$ м; рис. 2.11б – $Q_k = f(D_k; n_k)$ за $\Delta T = 0,04$ м; рис. 2.11в – $Q_k = f(D_k; \Delta T)$ за $T_1 = 0,11$ м.

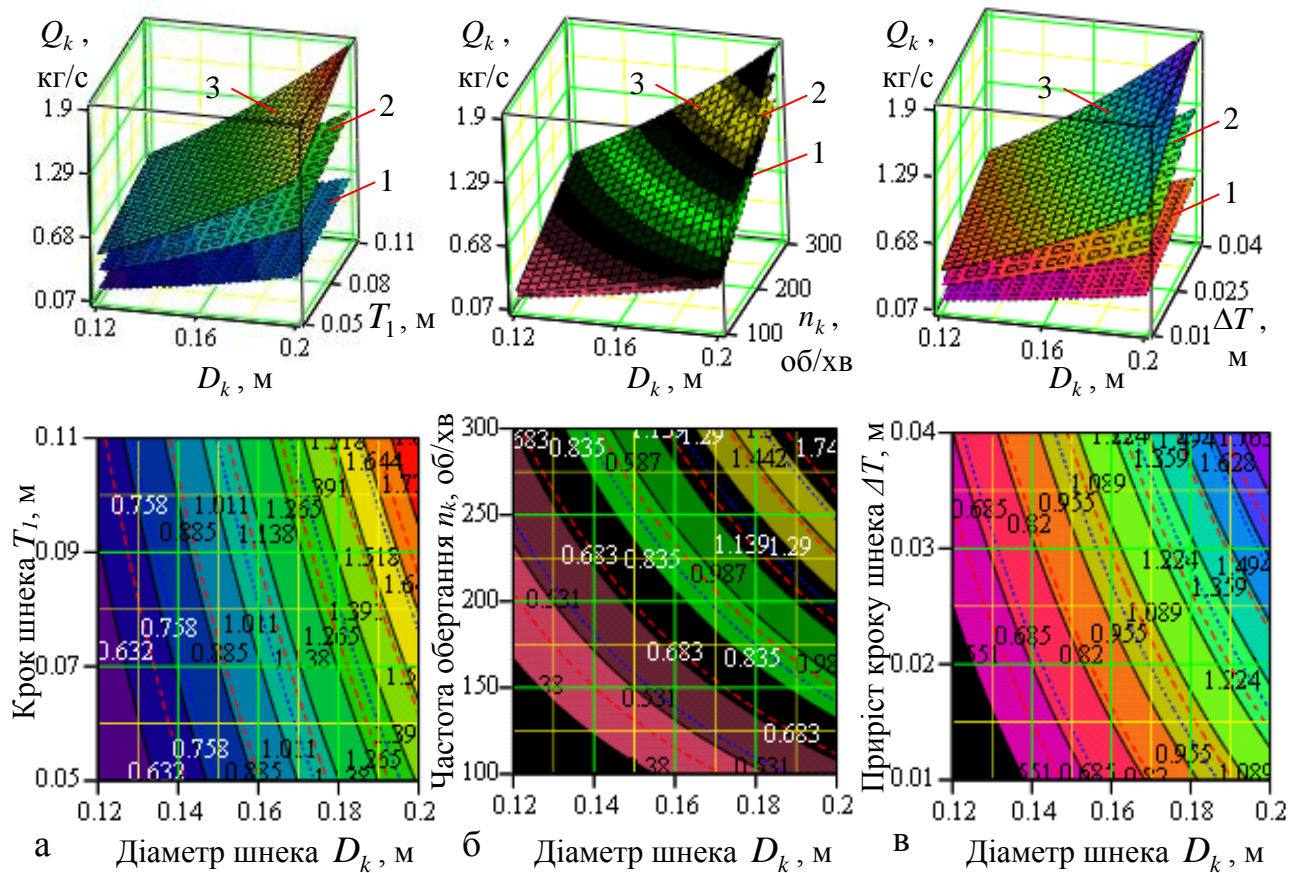


Рисунок 2.11 – Залежність зміни продуктивності роботи Q_k

удосконаленого ГК як функціонал: а – $Q_k = f_Q(D_k; T_1)$, 1, 2, 3 – $n_k = 100$,

200, 300 об/хв; б – $Q_k = f_Q(D_k; n_k)$, 1, 2, 3 – $T_1 = 0,05; 0,08; 0,11$ м;

Встановлено, що розрахункова продуктивність роботи Q_k удосконаленого ГК знаходиться межах $Q_k = 0,07 \dots 1,9$ кг/с, при цьому залежно від параметрів шнека має прямо пропорційний функціональний характер зміни – зі збільшенням частоти обертання n_k , діаметра D_k , кроку T_1 і приросту збільшення кроку ΔT шнека продуктивність роботи Q_k збільшується.

Домінуючими факторами, які мають значний вплив на приріст продуктивності роботи Q_k , є частота обертання n_k та діаметр D_k шнека.

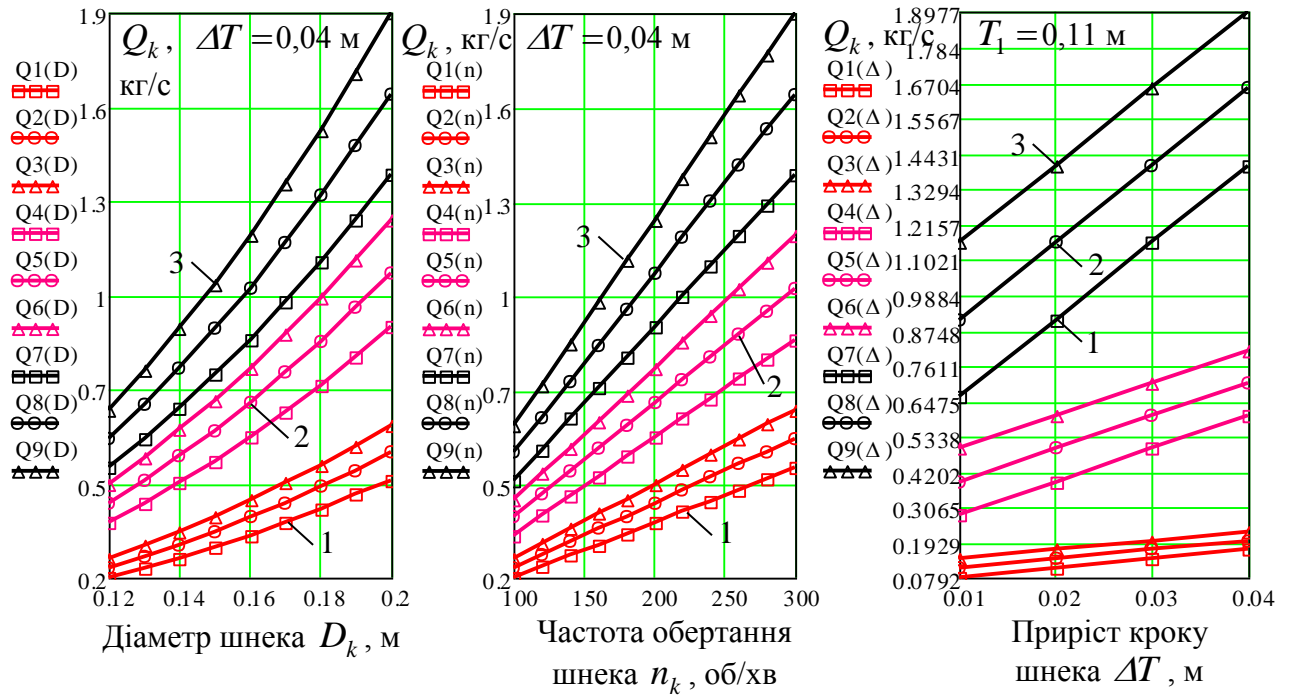


Рисунок 2.12 – Залежність зміни продуктивності роботи Q_k комбінованого ГК

як функціонал: а – $Q_k = f_Q(D_k)$: Q1, Q2, Q3 – $n_k = 100$ об/хв,

Q4, Q5, Q5 – $n_k = 200$ об/хв, Q7, Q8, Q9 – $n_k = 300$ об/хв,

1, 2, 3 – $T_1 = 0,05; 0,08; 0,11$ м; б – $Q_k = f_Q(n_k)$:

Q1, Q2, Q3 – $D_k = 0,12$ м; Q4, Q5, Q5 – $D_k = 0,16$ м; Q7, Q8, Q9 – $D_k = 0,2$ м;

1, 2, 3 – $T_1 = 0,05; 0,08; 0,11$ м; в – $Q_k = f_Q(\Delta T)$: Q1, Q2, Q3 – $n_k = 100$ об/хв,

$D_k = 0,12$ м; Q4, Q5, Q5 – $n_k = 200$ об/хв, $D_k = 0,16$ м;

Q7, Q8, Q9 – $n_k = 300$ об/хв, $D_k = 0,2$ м; 1, 2, 3 – $T_1 = 0,05; 0,08; 0,11$ м.

Значне збільшення теоретичної розрахункової продуктивності роботи Q_k удосконаленого ГК відбувається за значення діаметра $D_k \geq 0,16$ м та частоти обертання шнека $n_k \geq 200$ об/хв. При цьому середнє значення приросту Q_k знаходиться (змінюється) в межах від 0,8 до 1,2 кг/с залежно від значення кроку першого витка T_1 та приросту збільшення кроку ΔT .

За частоти обертання шнека в інтервалі $100 \leq n_k \leq 200$ об/хв приріст продуктивності роботи Q_k ГК в загальному контексті незначний і становить в середньому 0,3 кг/с (рис. 2.12а, б, в).

Суттєве збільшення продуктивності роботи Q_k удосконаленого ГК залежно від збільшення приросту кроку ΔT відбувається за частоти обертання $n_k \geq 300$ об/хв та діаметра шнекового конвеєра $D_k \geq 0,2$ м, при цьому середнє значення приросту Q_k становить $0,7 \dots 0,8$ кг/с. За значення діаметра шнека $D_k \leq 0,12$ м збільшення продуктивності незначне (в межах $0,04 \dots 0,06$ кг/с), або практично не відбувається, рис. 2.12 в.

Для обґрунтування розмірних параметрів завантажувального каналу 1 (рис. 2.3) та враховуючи залежності (2.63), (2.64) і (2.72) запишемо умову (2.62), (2.63) у вигляді

$$\begin{aligned} \frac{\lambda_u \rho_k S_o \sqrt{3,2 g R_k}}{\sqrt{f_m}} dt &\leq \frac{\lambda_u \rho_k S_1 \sqrt{1,6 g d_{1z}}}{\sqrt{f_m}} dt \leq \\ &\leq 0,125 D_k^2 \rho_k \psi_\alpha k_a k_y (1 - k_n) (T_1 + n \Delta T) \left(\frac{d\varphi_k}{dt} \right) dt \end{aligned} \quad (2.79)$$

Із залежності (2.79) отримаємо два рівняння, які запишемо у вигляді нерівності

$$\frac{\lambda_u \rho_k S_1 \sqrt{1,6 g d_{1z}}}{\sqrt{f_m}} \leq 0,125 D_k^2 \rho_k \psi_\alpha k_a k_y (1 - k_n) (T_1 + n \Delta T) \left(\frac{d\varphi_k}{dt} \right) \leq Q_k; \quad (2.80)$$

$$\frac{\lambda_u \rho_k S_o \sqrt{3,2 g R_k}}{\sqrt{f_m}} \leq 0,125 D_k^2 \rho_k \psi_\alpha k_a k_y (1 - k_n) (T_1 + n \Delta T) \left(\frac{d\varphi_k}{dt} \right) \leq Q_k. \quad (2.81)$$

Тоді з нерівності (2.80) визначаємо площу S_1 верхнього отвору витікання вихідної горловини завантажувального бункера, а з нерівності (2.81) – площу отвору S_o витікання вантажу вихідного каналу завантажувального бункера з урахуванням кусковатості вантажу, тобто

$$S_1 \leq \frac{0,125 D_k^2 \rho_k \psi_\alpha k_a k_y (1 - k_n) (T_1 + n \Delta T) \sqrt{f_m}}{\lambda_u \rho_k \sqrt{1,6 g d_{1z}}} \left(\frac{d\varphi_k}{dt} \right) \leq \frac{Q_k \sqrt{f_m}}{\lambda_u \rho_k \sqrt{1,6 g d_{1z}}}; \quad (2.82)$$

$$S_o \leq \frac{0,125 D_k^2 \rho_k \psi_a k_a k_y (1 - k_n) (T_1 + n \Delta T) \sqrt{f_m} \left(\frac{d\phi_k}{dt} \right)}{\lambda_u \rho \sqrt{3,2 g R_k}} \leq \frac{Q_k \sqrt{f_m}}{\lambda_u \rho_k \sqrt{3,2 g R_k}}, \quad (2.83)$$

або

$$S_1 \leq S_o \leq \frac{Q_k \sqrt{f_m}}{\lambda_u \rho_k \sqrt{1,6 g d_{1z}}} = \frac{Q_k \sqrt{f_m}}{\lambda_u \rho_k \sqrt{3,2 g R_k}}. \quad (2.84)$$

Тоді діаметр отвору d_{2z} витікання вантажу вихідного каналу завантажувального бункера буде визначатися за формулою

$$\frac{\pi d_{2z}^2}{4} \leq \frac{Q_k \sqrt{f_m}}{\lambda_u \rho_k \sqrt{1,6 g d_{1z}}}; \quad (2.85)$$

$$d_{2z} \leq \sqrt{\frac{4 Q_k}{\pi \lambda_u \rho_k}} \sqrt{\frac{f_m}{1,6 g d_{1z}}}. \quad (2.85)$$

На рис. 2.13 наведено залежність зміни діаметра отвору d_{2z} витікання вантажу вихідного каналу завантажувального бункера у вигляді функціонала $d_{2z} \leq f_d(Q_k)$ за $\lambda_u = 0,35$; $f_m = 0,7$.

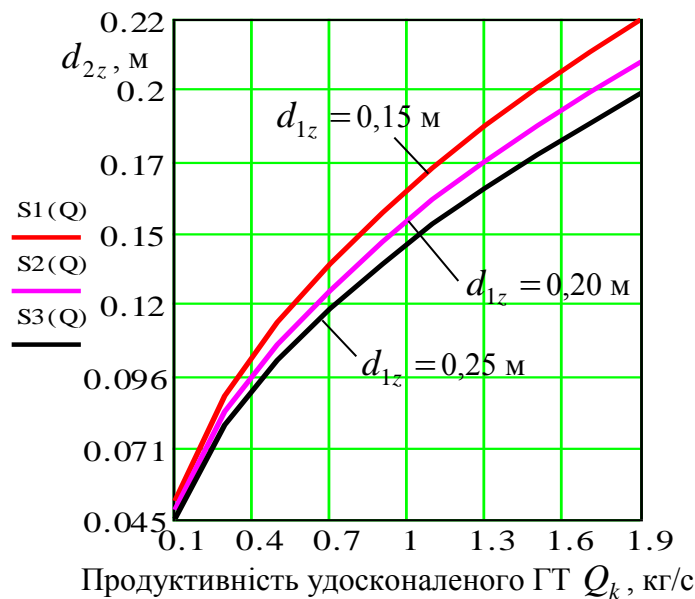


Рисунок 2.13 – Залежність зміни діаметра отвору

d_{2z} як функціонал $d_{2z} \leq f_d(Q_k)$.

Діаметр отвору d_{2z} витікання вантажу вихідного каналу завантажувального бункера у межах зміни продуктивності роботи комбінованого ГК від 0,2 до 1,9 кг/с повинен бути більшим за межі його зміни від 0,07 до 0,22 м.

Таким чином, на основі проведеного теоретичного аналізу конструктивної схеми та технологічного процесу функціонування ГК можна констатувати, що оптимальні конструктивно-технологічні параметри прийнятої моделі удосконаленого ГК будуть становити:

- конструктивний геометричний коефіцієнт k_n шнека в межах 0,026...0,07;
- коефіцієнт заповнення k_z робочого простору удосконаленого ГК в межах 0,87...0,94;
- розрахункова продуктивність роботи Q_k удосконаленого ГК межах $Q_k = 0,07 \dots 1,9$ кг/с;
- діаметр отвору d_{2z} витікання вантажу вихідного каналу завантажувального бункера – від 0,07 до 0,22 м.

2.4. Висновки до розділу

2.4.1. Умова раціонального функціонування технологічного процесу транспортування дискретних одиниць матеріалу робочими органами удосконаленого ГК регламентується математичними моделями (2.14), (2.15) і (2.18), які записано в параметричній формі.

2.4.2. Конструктивний геометричний коефіцієнт k_n залежно від зміни діаметра D_k та кроку T шнека знаходиться в межах 0,03...0,07 за кількості змінних T_i -х кроків, що дорівнюють $n=3$, кількості спіральних витків однакового T_i -го кроку – $n_z=2$ та кількості ножів-подрібнювачів, що встановлено між однією парою двох суміжних спіральних витків – $\theta_1 = 4$ шт.

2.4.3. Встановлено, що функціональна зміна коефіцієнта заповнення k_z

залежно від зміни діаметра D_k та кроку T шнека, на відміну від зміни конструктивного геометричного коефіцієнта k_n удосконаленого ГК, має зворотний характер – зі збільшенням D_k і T коефіцієнт заповнення k_z також зростає та знаходиться в межах $0,87 \dots 0,94$. При цьому домінуючим фактором, який значною мірою регламентує кількісне значення коефіцієнта заповнення k_z , є діаметр D_k шнека, причому значний приріст k_z спостерігається за значення $D_k \geq 0,12$ м – в межах зміни D_k від 0,12 до 0,16 (м) коефіцієнт заповнення k_z зростає на 0,05.

2.4.4. Встановлено, що розрахункова продуктивність роботи Q_k удосконаленого ГК знаходиться межах $Q_k = 0,07 \dots 1,9$ кг/с, при цьому залежно від параметрів шнека має прямо пропорційний функціональний характер зміни – зі збільшенням частоти обертання n_k , діаметра D_k , кроку T_1 і приросту кроку ΔT шнека продуктивність роботи Q_k збільшується. Суттєве збільшення продуктивності роботи Q_k залежно від збільшення приросту кроку ΔT відбувається за частоти обертання $n_k \geq 300$ об/хв та діаметра шнека $D_k \geq 0,2$ м, при цьому середнє значення приросту Q_k становить $0,7 \dots 0,8$ кг/с. За значення діаметра $D_k \leq 0,12$ м збільшення продуктивності незначне – від 0,04 до 0,06 кг/с або практично не відбувається.

2.4.5. Діаметр отвору d_{2z} витікання вантажу вихідного каналу завантажувального бункера у межах зміни продуктивності роботи удосконаленого ГК від 0,2 до 1,9 кг/с повинен бути більшим за межі його зміни від 0,07 до 0,22 м.

Основні наукові результати розділу опубліковано в працях [158, 162, 163, 165, 167, 168, 169, 172, 175].

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

3.1. Програма, об'єкт і предмет дослідження гвинтового конвеєра

Гвинтові транспортери у якості транспортних механізмів застосовують в аграрній сфері виробництва, переробній та харчовій галузях промисловості, специфіка яких зумовлена наявністю широкої гами технологічних процесів збирання та переробки продукції рослинництва.

Удосконалення існуючих конструкцій гвинтових транспортних механізмів (процесів транспортування) і обґрунтування їх раціональних параметрів і режимів роботи дозволяє підвищити продуктивність роботи й надійність виконання транспортних операцій.

У загальному аспекті об'єктом дослідження макетного зразка удосконаленого ГК є технологічний процес одночасного переміщення та подрібнення матеріалу транспортування, або коренеплодів.

При цьому складовими компонентами технологічного процесу одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів є дослідження зміни технологічних параметрів, або зміни продуктивності роботи та питомих затрат споживчої потужності залежно від конструктивно-технологічних параметрів структурних елементів удосконаленого ГК, або основного робочого органу – шнека.

Предметом досліджень є конструктивно-кінематичні параметри комбінованого робочого органу ГК або шнека, які забезпечують виконання технологічного процесу одночасного транспортування та подрібнення матеріалу, або коренеплодів.

Згідно з метою дисертаційної роботи та поставлених завдань, а також для перевірки адекватності отриманих за результатами теоретичного аналізу

процесу транспортування матеріалів комбінованим робочим органом математичних моделей, програма проведення експериментальних досліджень макетного зразка удосконаленого ГК була наступною:

- розробити та виготовити макетний зразок удосконаленого ГК з комбінованим робочим органом;
- провести лабораторні експериментальні дослідження з метою отримання емпіричних рівнянь регресії, які функціонально характеризують і описують:
- зміну продуктивності роботи макетного зразка удосконаленого ГК залежно від основних технологічних параметрів процесу завантаження та конструктивно-кінематичних параметрів шнека;
- зміну питомих затрат споживчої потужності процесу одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів удосконаленим ГК залежно від основних технологічних параметрів процесу завантаження та конструктивно-кінематичних параметрів шнека;
- визначити показники технологічної ефективності використання удосконаленого і базового ГК на основі проведення порівняльних досліджень.

У загальному контексті методика експериментальних досліджень удосконаленого ГК базувалася на основі загальних положень планування, проведення, обробки експериментального масиву та аналізу одержаних

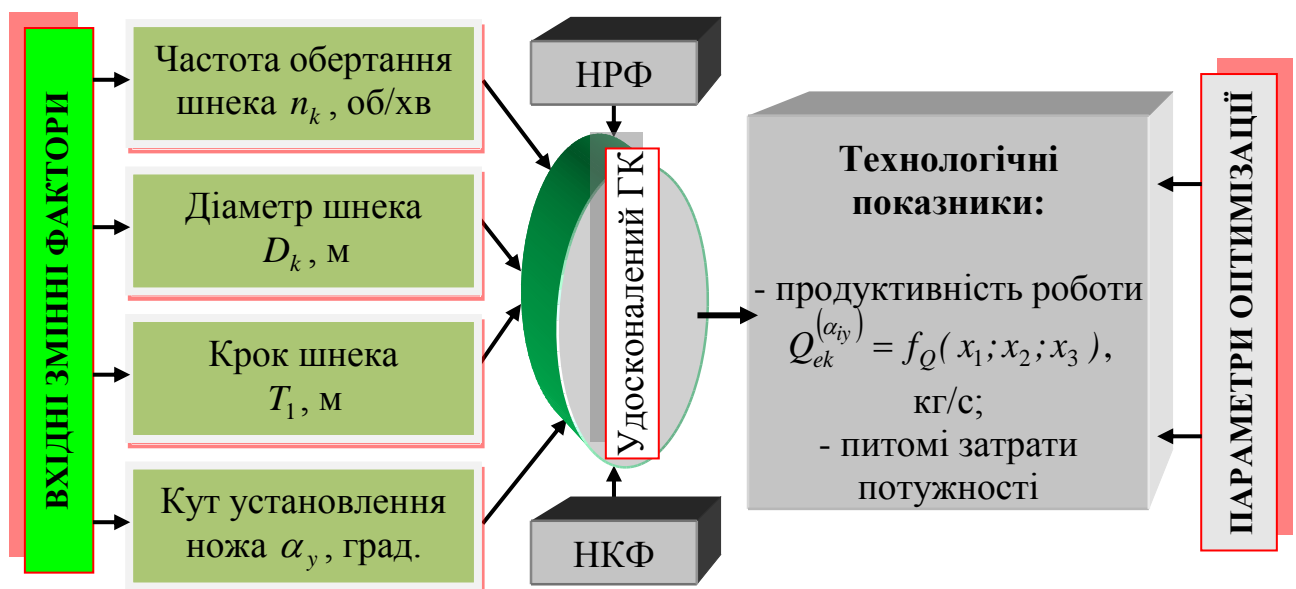


Рисунок 3.1 – Структурна модель проведення досліджень удосконаленого ГК.

результатів планованих факторних експериментів із використанням прикладних програм для комп'ютера.

При проведенні експериментальних досліджень побудовану структурну модель макетного зразка удосконаленого ГК (рис. 3.1) подано у вигляді багатовимірної складної динамічної системи «вхід-вихід» або кібернетичного поняття “чорного ящика” [176].

Вхідними величинами, або змінними вхідними факторами багатовимірної складної динамічної системи (структурної моделі макетного зразка удосконаленого ГК) є технологічні параметри функціонального процесу транспортування матеріалу та конструктивно-кінематичні параметри основного робочого органу, тобто шнека. Вихідними величинами або параметрами оптимізації є основні технологічні показники процесу, який моделюється.

Для експериментального дослідження продуктивності роботи $Q_{ek}^{(\alpha_{iy})}$ та питомих затрат споживчої потужності P_{ek} удосконаленого ГК було використано розроблений макетний зразок лабораторної установки.

Конструктивна схема макетного зразка лабораторної установки наведена на рис. 3.2 [45, 153, 155].

Загальний вигляд макетного зразка лабораторної установки наведена на рис. 3.3 та рис. 1.Г1.1 додатка Г1.1 [45, 175].

Лабораторна установка складається з рами 1 (рис. 3.2, рис. 3.3), на якій змонтовано удосконалений ГК 2 з комбінованим робочим органом і електродвигун 3. Вона також має клинопасову передачу 4, керуючий мультисистемний пристрій 5 ALTIVAR 71, комп'ютер 6, комунікаційне з'єднання 7 пристрою з електродвигуном і комп'ютером.

Удосконалений ГК являє собою горизонтальний кожух 8 (рис. 3.2), в середині якої змонтовано шнек 9, який виконано у вигляді барабана 10, на якому по гвинтовій лінії встановлено спіральні витки 11. Між спіральними витками також по гвинтовій лінії закріплено ножі-подрібнювачі 12, схему розташування яких наведено на рис. 2.3 другого розділу роботи.

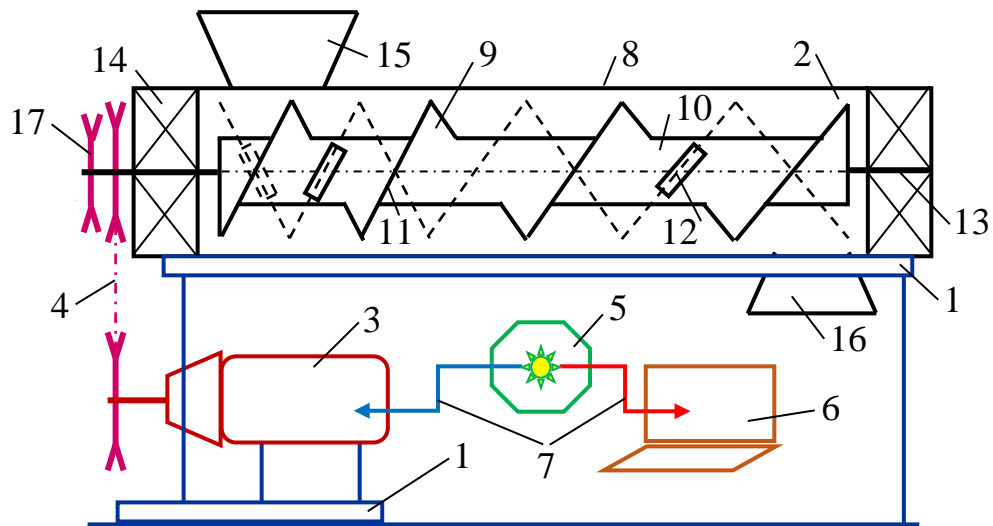


Рисунок 3.2 – Конструктивна схема лабораторної установки: 1 – рама; 2 – удосконалений ГК; 3 – електродвигун; 4 – клинопасова передача; 5 – керуючий пристрій Altivar 71; 6 – комп'ютер; 7 – комутаційне з'єднання; 8 – кожух; 9 – шнек; 10 – барабан; 11 – спіральний виток; 12 – ніж; 13 – вал; 14 – підшипникова опора; 15, 16 – завантажувальна та вивантажувальна горловина; 17 – шків.



Рисунок 3.3 – Загальний вигляд експериментальної установки: 1 – рама; 2 – удосконалений ГК; 3 – електродвигун; 4 – клинопасова передача; 5 – керуючий пристрій Altivar 71; 6 – комп'ютер; 7 – комутаційне з'єднання.

У торцях барабана шнека закріплено вали 13, на які посаджено підшипникові опори 14, що встановлено в торцях прямого горизонтального кожуха. Горизонтальний кожух має завантажувальну 15 та вивантажувальну 16 горловини. З боку завантажувальної горловини на вал шнека посаджено змінні шків 17.

Привод робочих органів удосконаленого ГК відбувається шляхом передавання крутного моменту від електродвигуна лабораторної установки до шнека за рахунок клинопасової передачі. Ножі-подрібнювачі встановлено на барабані шнека з можливістю регулювання кута їх установки відносно поперечного січення барабана або горизонтальної осьової лінії шнека.

Технічну характеристику макетного зразка лабораторної установки наведено у табл. 1.Г2.1 додатка Г2.1.

Лабораторна установка працює наступним чином.

Кнопкою пускової установки приводять у рух вал електродвигуна 3 (рис. 3.2, рис. 3.3), обертання якого за допомогою клинопасової передачі 4 передається валу 13 (рис. 3.2), який приводить в обертальний рух барабан 8 шнека 9. Коренеплоди через завантажувальну горловину 15 подаються в простір між спіральними витками шнека, де ножі 12, які встановлено на барабані, за рахунок свого обертання подрібнюють коренеплоди методом різання з ковзанням, а спіральні витки 11 одночасно з подрібненням коренеплодів ножами транспортують подрібнені коренеплоди вздовж осі обертання барабана 8 до вивантажувальної горловини 16.

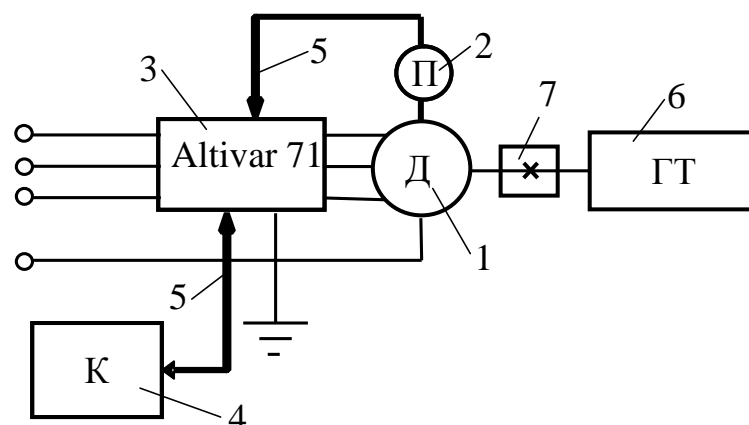


Рисунок 3.4 – Електрична схема макетного зразка лабораторної установки.

Електрична схема макетного зразка лабораторної установки складається з асинхронного електродвигуна 1 (рис. 3.4), передавача частоти 2 E40S6-10Z4-6L-5 обертання вала електродвигуна, керуючого мультисистемного пристрою 3 (перетворювача частоти) Altivar 71, персонального комп'ютера 4, які під'єднані до мережі змінної напруги 220 В та з'єднанні між собою за допомогою засобів комунікації 5.

Для плавного керування частотою обертання вала електродвигуна і, відповідно, шнека удосконаленого ГК 6 (рис. 3.4) під час проведення запланованих експериментальних досліджень використовували стандартне ліцензоване програмне забезпечення Power Suite V2.3.0.

Програмне забезпечення Power Suite V2.3.0. призначене для регулювання керуючого мультисистемного пристрою 3 Altivar 71 (рис. 3.5) та узгодження його мультисистемних багатоканальних перетворювачів частоти, пристроїв плавного пуску системи Altistart 48, сервоприводів Lexium і інтелектуальних пускачів, а також для зчитування даних з керуючого мультисистемного пристрою 3 та їх виведення на монітор комп'ютера 4 у вигляді числових значень або їх графічного відтворення.



Рисунок 3.5 – Загальний вигляд керуючого мультисистемного пристрою регулювання та зчитування даних Altivar 71.

Підключення керуючого мультисистемного пристрою 3 (рис. 3.4) Altivar 71 до комп'ютера 4 здійснюється за допомогою кабелю зв'язку 5 VW3-A8106, з'єднувального роз'єму на лицьовій панелі керуючого мультисистемного пристрою 3 Altivar 71 і COM-порту комп'ютера.

Програмне підключення комп'ютера до керуючого мультисистемного пристрою Altivar 71 проводиться з головного вікна інтерфейсу Power-Suite V2.3.0 за допомогою команди Connect після вибору віртуального керуючого пристрою в папці Mydevice до відкриття вікна конфігурації. Після виконання команди Connect відбувається завантаження конфігурації програмного забезпечення Power Suite V2.3.0 з керуючого мультисистемного пристрою Altivar 71 і активізація панелі керування електродвигуном 1 (рис. 3.4).

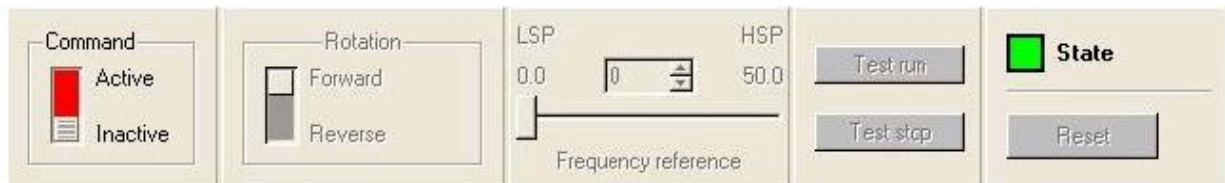


Рисунок 3.6 – Загальний вигляд панелі керування електродвигуном.

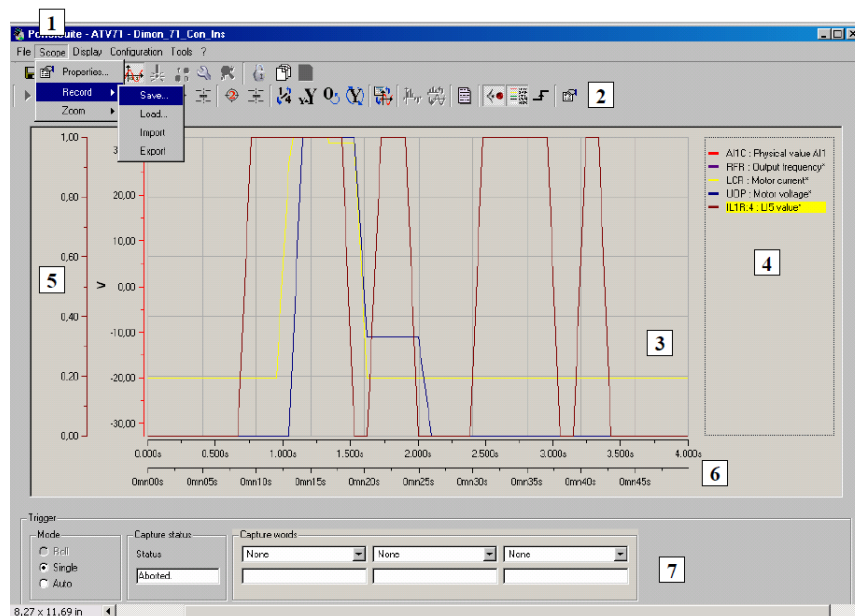


Рисунок 3.7 – Загальний вигляд вікна осцилографа.

Панель керування електродвигуном (рис. 3.6) призначена для управління перетворювачами частоти в режимі Connected і імітації управління в режимі Simulated.

Після активізації панелі керування (команда Command) можна задавати напрямок обертання (команда Rotation) та частоту обертання вала електродвигуна (команда Frequency reference) шнека. Запуск електродвигуна відбувається командою Testrun, а зупинка – командою Test stop.

Віртуальний осцилограф призначений для відображення функціональних станів перетворювачів частоти та його внутрішніх змінних у функції часу і в частотній області. Вікно осцилографа (рис. 3.7) відображається на моніторі комп'ютера з вікна конфігурації кнопкою Scope.

При його відкритті в головному меню відкривається меню Scope 1 (рис. 3.7) і однойменна панель інструментів 2. У полі осцилографа 3 в системі координат X 6 і Y 5 будується графічне відтворення отриманих даних. З виведенням легенди 4. На панелі тригера 7 задають режими роботи осцилографа та стан осцилографа.

3.2. Методика проведення експериментальних досліджень продуктивності роботи гвинтового конвєєра

Алгоритм проведення експериментальних досліджень удосконаленого ГК формалізованого у вигляді схеми структурної моделі, яку наведено на рис. 3.1 та передбачає визначення функціональних закономірностей впливу окремих вхідних змінних факторів і їх взаємодію на вихідну величину, або параметр оптимізації.

Для перевірки адекватності теоретичних досліджень (теоретичної моделі) продуктивності роботи Q_k удосконаленого ГК проведено експериментальні дослідження макетного зразка лабораторної установки, яку наведено на рис. 3.2, рис. 3.3, рис. 1.Г1.1 додатка Г1.1.

Для отримання емпіричного рівняння регресії, яке характеризує зміну продуктивності роботи Q_{ke} макетного зразка лабораторної установки удосконаленого ГК залежно від параметрів шнека, реалізували планований трифакторний експеримент типу ПФЕ 3³.

При цьому незалежними змінними факторами приймали: частоту обертання шнека n_k , яку кодували індексом x_1 , тобто $n_k \rightarrow x_1$; діаметр шнека D_k , який кодували індексом x_2 , тобто $D_k \rightarrow x_2$; крок першого витка шнека T_1 , який кодували індексом x_3 , тобто $T_1 \rightarrow x_3$.

Структурну модель планованого трифакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 наведено на рис. 3.8 [175].

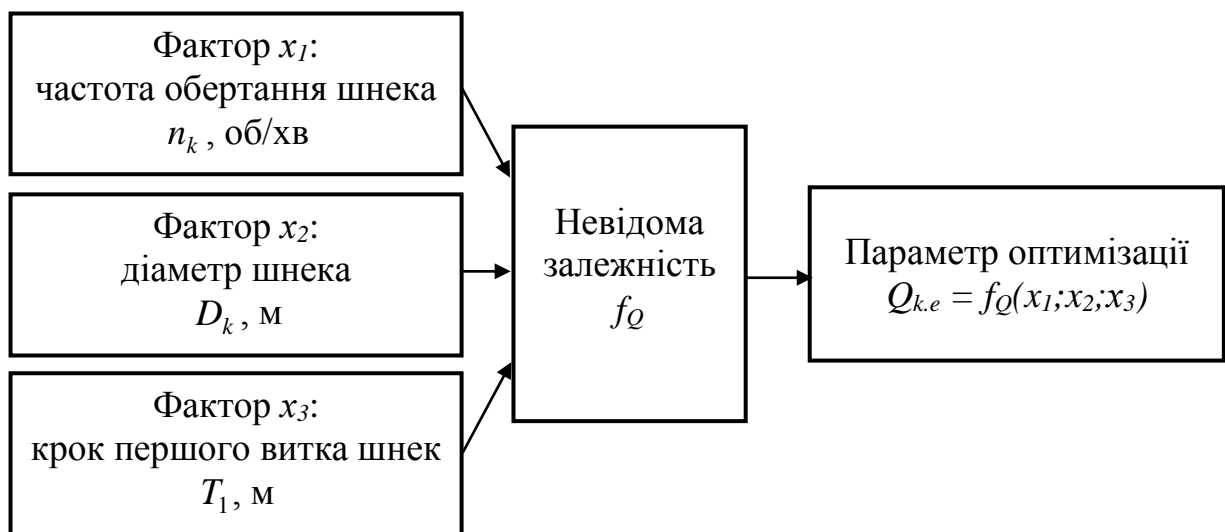


Рисунок 3.8 – Схема моделі планованого експерименту типу ПФЕ 3^3 .

Таким чином, для дослідження продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК було вибрано апроксимуючу математичну модель у вигляді функціональної залежності $Q_{ke} = f_Q(x_1; x_2; x_3)$.

Порядок побудови та реалізації експериментальних досліджень з визначення продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК або функціональної залежності $Q_{ke} = f_Q(x_1; x_2; x_3)$ був таким:

- кодування змінних вхідних факторів, або $n_k \rightarrow x_1$, $D_k \rightarrow x_2$, $T_1 \rightarrow x_3$;
- розроблення таблиці вхідних факторів, визначення верхнього і нижнього рівнів варіювання кожного фактора та інтервалу його варіювання;
- визначення загального числа експериментів однієї повторності;
- складання план-матриці порядку проведення експериментів;
- проведення рандомізації план-матриці;

- реалізацію експериментів згідно з рандомізованою план-матрицею;
- оброблення експериментального масиву даних з метою отримання емпіричного рівняння регресії з визначенням виду функціональної залежності та її коефіцієнтів;
- перевірку відтворюваності одержаних експериментальних даних;
- оцінювання значущості коефіцієнтів регресії;
- перевірку адекватності отриманої математичної моделі реальному експериментальному процесу;
- проведення графо-аналітичного аналізу результатів експериментальних досліджень і висновків.

При складанні план-матриці експериментів вводили кодовані позначення верхнього (+1), нижнього (-1) та нульового (0) рівнів варіювання факторами [177], тобто трифакторний експеримент провели на трьох рівнях варіювання входними факторами або реалізували планований експеримент типу ПФЕ 3^3 .

Результати кодування змінних входних факторів, верхній і нижній рівень варіювання кожного фактора та інтервал його варіювання наведено у табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натуральні/кодовані		
	Натуральні	Кодовані				
Частота обертання шнека n_k , об/хв	X_1	x_1	100	100/-1	200/0	300/+1
Діаметр шнека D_k , м	X_2	x_2	0,04	0,12/-1	0,16/0	0,2/+1
Крок шнека T_1 , м	X_3	x_3	0,03	0,05/-1	0,08/0	0,11/+1

Після кодування змінних входних факторів, тобто $n_k \rightarrow x_1$, $D_k \rightarrow x_2$, $T_1 \rightarrow x_3$ складали план-матрицю порядку проведення планового трифакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 .

Загальну кількість експериментів N_e однієї повторності визначали за формулою [177]

$$N_e = P^k, \quad (3.1)$$

де P – кількість рівнів варіювання змінного вхідного фактора;

k – кількість діючих змінних вхідних факторів у експерименті.

При цьому експерименти провели в трикратній повторності, а план-матрицю проведення планованого трифакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 наведено у табл. 1.Г3.2 додатка Г3.2.

У зв'язку з тим, що під час проведення експериментів незалежні змінні вхідні фактори, тобто $n_k \rightarrow x_1$, $D_k \rightarrow x_2$, $T_1 \rightarrow x_3$ неоднорідні, тобто всі вони мають різні фізичні одиниці вимірювання та різні порядки арифметичних числових значень одиниць вимірювання, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від введених позначень кодованих величин до дійсних (натуральних) значень.

Зв'язок між кодованими x_i та натуральними X_i значеннями змінних вхідних факторів планованого трифакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 встановлювали згідно з залежністю [178]

$$X_i = (x_i - x_0) / \Delta x_i, \quad (3.2)$$

де x_{i0} – значення i -го змінного вхідного фактора на нульовому рівні;

x_i – натуральне позначення i -го змінного вхідного фактора.

Нульовий рівень x_0 , або середнє значення та інтервали варіювання Δx_i кожного діючого змінного фактора визначали за формулами [178]:

$$x_0 = 0,5(x_{max} + x_{min}); \quad (3.3)$$

$$\Delta x_i = 0,5(x_{max} - x_{min}), \quad (3.4)$$

де x_0 , x_{max} , x_{min} – значення нульового, верхнього та нижнього рівня змінного вхідного фактора;

Δx_i – числове значення інтервалу варіювання i -го змінного вхідного фактора.

Для усунення впливу неконтрольованих (НКФ) і нерегульованих (НРФ) факторів (рис. 3.1) на значення параметра оптимізації під час реалізації експериментів згідно зі складеною план-матрицею планованого трифакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 провели її рандомізацію шляхом застосування методу випадкового балансу, який реалізовано способом використання таблиці випадкових чисел [179, 180].

Рандомізовану план-матрицю планованого трифакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 наведено у табл. 2.Г3.2 додатка Г3.2.

Загальну будову та принцип роботи макетного зразка лабораторної установки удосконаленого ГК наведено у підрозділі 3.1, а його технічну характеристику – у додатку В2.1.

Попереднє грубе регулювання частоти обертання вала шнека n_k ГК з комбінованим робочим органом проводили шляхом перестановки ременя клинопасової передачі 4 на шків 17 відповідного діаметра (рис. 3.2), а необхідну частоту обертання шнека n_k під час проведення експериментальних досліджень задавали (встановлювали) за допомогою команд з панелі керування (рис. 3.6) електродвигуном 3 (рис. 3.2) керуючого мультисистемного пристрою регулювання та зчитування даних Altivar 71 (рис. 3.5) за допомогою програмного забезпечення Power Suite версії 2.3.0. Технічні можливості мультисистемного пристрою Altivar 71 та програмного забезпечення дозволяють плавно змінювати частоту обертання вала електродвигуна макетного зразка лабораторної установки в межах від 0 до 1300 об/хв. При цьому числове значення частоти обертання вала електродвигуна (похибка у межах $\pm 1,5\%$) фіксувалося за допомогою давача типу E40S6-10Z4-6L-5, який підключено одночасно до ротора електродвигуна та мультисистемного пристрою, рис. 3.4.

Числові дані енергетичних затрат, величини крутного моменту на валу електропривода залежно від навантаження в конкретний момент часу проведення експерименту відображалися у вигляді табличних даних та графічних залежностей на моніторі ПК.

Частоту обертання n_e ротора електродвигуна лабораторної установки під час проведення експерименту визначали за формулою [181]

$$n_e = n_{ne} v_z / v_m, \quad (3.5)$$

де n_{ne} – номінальна частота обертання вала електродвигуна, об/хв;

v_n – задана частота змінного струму електродвигуна під час проведення експерименту, Гц;

$v_m = 50$ Гц – частота змінного струму електромережі.

Частоту обертання n_k шнека удосконаленого ГК визначали згідно з формулою [181]

$$n_k = n_e i_k = n_{ne} v_z i_k / v_m, \quad (3.6)$$

де $i_k = D_v / D_w$ – передаточне число клинопасової передачі;

D_v – діаметр ведучого шківів клинопасової передачі, см;

D_w – діаметр веденого шківів клинопасової передачі, см.



Рисунок 3.9 – Загальний вигляд базової ($d_{1k} = 0,21$ м) та вставних труб.

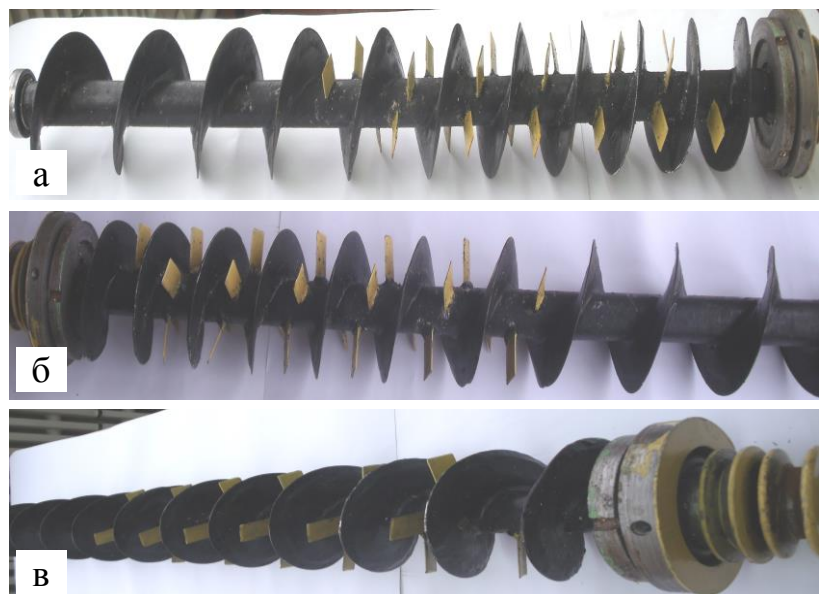


Рисунок 3.10 – Загальний вигляд базових шнеків: а – $D_{1k} = 0,2$ м; б – $D_{2k} = 0,16$ м; в – $D_{3k} = 0,12$ м.

На першому етапі проведення експериментальних досліджень продуктивності роботи Q_{ke} та питомих затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК було виготовлено макетний зразок лабораторної установки (рис. 3.3) з нероз'ємною відносно рами 1 (рис. 3.2) базовою горизонтальною напрямною трубою 8 (рис. 3.9а) або кожухом, три базових шнеки 9 (рис. 3.10) і дві перехідні (вставні в базову трубу) змінні напрямні труби (рис. 3.9б, в) або змінні кожухи.

При цьому базові конструктивні параметри комбінованого робочого органу макетного зразка ГК становили:

- діаметр першого шнека – $D_{1k} = 0,2$ м, діаметр труби барабана 10 (рис. 3.2) шнека $d_{1m} = 0,04$ м, висота h_{1c} спірального витка 11 та висота h_{1n} ножа-подрібнювача 12 шнека становила $h_{1c} = h_{1n} = 0,08$ м;

- діаметр другого шнека – $D_{2k} = 0,16$ м, діаметр труби барабана шнека $d_{2m} = 0,04$ м, висота h_{2c} спірального витка шнека та висота h_{2n} ножа-подрібнювача становила $h_{2c} = h_{2n} = 0,06$ м;

- діаметр третього шнека – $D_{3k} = 0,12$ м, діаметр труби барабана шнека $d_{3m} = 0,04$ м, висота h_{3c} спірального витка шнека та висота h_{3n} ножа-подрібнювача – $h_{3c} = h_{3n} = 0,04$ м;

- кут встановлення ножів подрібнювачів α_y відносно поперечного січення труби барабана становив $\alpha_y = 30$, при цьому ножі-подрібнювачі встановлено з можливістю їх демонтажу з труби барабана шнекового конвеєра;

- внутрішній діаметр d_k горизонтальних напрямних труб: базової (першої) напрямної труби $d_{1k} = 0,21$ м; перехідних (вставних у базову трубу) – другої $d_{2k} = 0,17$ м, третьої $d_{3k} = 0,13$ м;

- базовий крок T_1 першого спірального витка для всіх трьох діаметрів шнекового конвеєра $T_1 = 0,05$ м;

- базовий інтервал збільшення кроку ΔT спіральних витків для всіх трьох діаметрів шнекового конвеєра $\Delta T = const = 0,02$ м;

- базовий зазор c між верхнім торцем спірального витка шнека та внутрішньою поверхнею горизонтального кожуха, який приймали з конструктивних міркувань $c = const = 0,005$ м.

Діаметр шнека D_k удосконаленого ГК з комбінованим робочим органом під час проведення експериментів змінювали наступним чином.

З базового (першого) кожуха демонтували перший шнек. У базовий (перший) кожух встановлювали перехідний (другий) кожух та фіксували його за допомогою гвинтового з'єднання з базовим (першим) кожухом. У перехідний (другий) кожух монтували другий шнек. У подальшому демонтували другий шнек, у перехідний (другий) кожух встановлювали перехідний (третій) кожух та фіксували його за допомогою гвинтового з'єднання з перехідним (другим) кожухом. У перехідний (третій) кожух монтували третій шнек.

Крок T_1 першого спірального витка шнека удосконаленого ГК під час проведення експериментів змінювали наступним чином.

З труби барабана шнека демонтували ножі-подрібнювачі та спіральну навівку наявного (відповідного) кроку T_1 спіральних витків. На трубу барабана шнека монтували виготовлені спіральні заготовки (рис. 3.11) необхідного змінного кроку T_1 та закріплювали ножі-подрібнювачі на трубі барабана за допомогою гвинтів.

Продуктивність роботи комбінованого ГК визначали за формулою [181]

$$Q_{ke} = U_k(t_e) / t_e, \quad (3.7)$$

де $U_k(t_e)$ – маса вивантаженого матеріалу з вивантажувальної горловини комбінованого ГК, кг;

t_e – час вивантаження матеріалу з вивантажувальної горловини, с.

Час вивантаження t_o матеріалу з вивантажувальної горловини ГК кожного експерименту після стабілізації процесу роботи шнека (заповнення робочого простору) приймали однаковим, який дорівнював $t_e = const = 10$ с.

Масу вивантаженого матеріалу з вивантажувальної горловини ГК зважували на вагах з точністю ± 100 г.

Отримані експериментальні значення маси вивантаженого матеріалу $U_k(t_e)$ з вивантажувальної горловини ГК для граничних значень відповідних точок композиційного плану трифакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 заносили у відповідні графи симетричної план-матриці планованого експерименту.

Оброблення отриманого експериментального масиву даних проводили за загальновідомими методиками та методами статистичної обробки для отримання емпіричної математичної моделі $Q_{ke} = f_Q(n_k; D_k; T_1)$ з використанням методик кореляційного і регресійного аналізу апроксимуючої функції, яка характеризує вплив факторів і їх взаємодію на параметр оптимізації, тобто продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК.



Рисунок 3.11 – Загальний вигляд спіральних заготовок змінного кроку.

Порядок обробки отриманого експериментального масиву даних продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК був наступним.

1. Проводимо перевірку відтворюваності експериментального масиву даних продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК за критерієм Кохрена згідно зі [176]

$$G = \frac{S_{u.max}^2}{\sum_{i=1}^n S_u^2} \leq G_m(0,05;n;f_u), \quad (3.8)$$

де $G_m = (0,05;N;f_u)$ – табличне значення критерію Кохрена при 5%-му рівні значущості за кількості експериментів N , числа степенів свободи $f_u = m - 1$ і числа повторності m ;

S_u^2 – дисперсія на u -му рівні фактора;

$S_{u_{max}}^2$ – максимальне значення дисперсії.

При цьому дисперсію на u -му рівні фактора визначали за формулою згідно з [176]

$$S_u^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^m (y_{uik} - \bar{y}_u)^2, \quad (3.9)$$

де y_{uik} – значення вихідного параметра оптимізації відповідної повторності.

Загальну похибку параметра оптимізації кожного експерименту розраховували за формулою

$$S_y^2 = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n S_u^2. \quad (3.10)$$

2. Якщо в результаті перевірки доведено, що процес відтворюваний, тоді визначаємо числові значення коефіцієнтів регресії апроксимуючої моделі $Q_{ke} = f_Q(n_k; D_k; T_1)$.

Коефіцієнти регресії апроксимуючої функції за умови ортогональності та симетрії проведеного планованого експерименту типу ПФЕ 3³ визначали за формулами згідно з [182]

$$b_0 = \frac{\sum_{u=1}^N \bar{y}_u}{N}; \quad b_i = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{\sum_{u=1}^N x_{iu}^2} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{N}; \quad (3.11)$$

$$b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u}{N}; \quad b_{ijk} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} x_{ku} \bar{y}_u}{N}, \quad (3.12)$$

де $b_0, b_i, b_{ij}, b_{ijk}$ – вільний член рівняння регресії, коефіцієнти i -го вхідного змінного фактора та сумісної взаємодії змінних факторів;

x_{iu} – значення кодової змінної у відповідному стовпці плану-матриці проведення експериментів;

\bar{y}_u – середнє значення результату u -го дослідження;

u, i, j, k – порядковий номер дослідження; номер фактора; номер фактора, відмінного від i -го;

N – кількість проведених експериментів однієї повторності.

3. Проводимо перевірку адекватності рівняння регресії, записаного у вигляді функціонала $Q_{ke} = f_Q(n_k; D_k; T_1)$ за відповідним критерієм відповідності Фішера [183]

$$F_p = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2} < F_m(0,05; f_{ad}; f_y), \quad (3.13)$$

де $S_{ad}^2 = \frac{1}{f_{ad}} \sum_{u=1}^n (y - \bar{y}_u)^2$ – дисперсія адекватності;

$f_{ad} = n - k - 1$ – число степенів свободи дисперсії адекватності при кількості факторів, що дорівнює k ;

$f_y = n(m - 1)$ – число степенів свободи дисперсії відтворюваності.

Визначали дисперсію адекватності S_{ad}^2 та розрахунковий критерій відповідності Фішера F_p за формулою

$$S_{ag}^2 = \frac{n}{N - g} \sum_{u=1}^N (\bar{y}_u - \tilde{y}_u)^2; \quad (3.14)$$

$$F_p = \frac{S_{ag}^2}{S_y^2}, \quad (3.15)$$

де $N - g'$ – число степенів вільності дисперсії адекватності та значущих коефіцієнтів рівняння регресії;

\tilde{y}_u – значення відгуку (параметра оптимізації) в u -й точці плану, обчислене за рівнянням регресії;

S_y^2 – дисперсія відтворення досліду.

Визначали дисперсію відтворення досліду S_y^2 та похибку S_y відтворення досліду у рядках плану ПФЕ

$$S_u^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (y_{uj} - \bar{y}_u)^2, \quad (3.16)$$

де n – кількість повторності одного експерименту;

$$j = 1, 2, \dots, n.$$

Визначали табличне значення критерію Фішера F_T за заданим рівнем значущості α і двома степенями відповідності $f_{ag} = N - g$ та $f_y = N(n-1)$ [183].

Умову адекватності вибраної емпіричної математичної моделі $Q_{ke} = f_Q(n_k; D_k; T_1)$ перевіряли за критерієм Фішера згідно з нерівністю (3.10) за умови, коли $F_p < F_m$.

Отримане розрахункове значення F_p порівнювали з табличним значення критерію Фішера F_m . Якщо умова $F_p < F_m(0,05, f_{ag}, f_y)$ виконувалася, тобто розрахункове значення F_p - критерію Фішера менше табличного F_m при 5%-му рівні значущості, числа степенів вільності дисперсії адекватності $f_{ag} = N - g$ та числа степенів вільності дисперсії відтворюваності $f_y = N(n-1)$. Тоді одержане емпіричне рівняння регресії вибраної математичної моделі $Q_{ke} = f_Q(n_k; D_k; T_1)$ адекватно описує реальний процес зміни параметра оптимізації Q_{ke} або зміни експериментальних даних.

4. Проводимо оцінювання значущості коефіцієнтів рівняння регресії b_i , b_{ij} , b_{ijk} за критерієм Стюдента.

Згідно з [184] коефіцієнт регресії b_i , b_{ij} , b_{ijk} є значущим, якщо виконується наступна умова

$$|b_i| \geq t_m(0,05; f_y) \frac{S_y}{\sqrt{n}}, \quad (3.17)$$

де $t_m(0,05; f_y)$ – табличне значення критерію Стюдента за 5%-го рівня значущості.

Визначали умову значимості коефіцієнтів b_i , b_{ij} , b_{ijk} рівняння регресії за формулою

$$b_{i(jk)} > \frac{t_T S_y}{\sqrt{Nn}}, \quad (3.18)$$

де t_T – табличне значення коефіцієнта Стюдента залежно від ступеня відповідності f та рівня значущості α [184], при цьому $f = (n-1)N$.

Якщо умова значимості (3.15) не виконується, то такий коефіцієнт b_i , b_{ij} , b_{ijk} рівняння регресії приймали рівним нулю, а відповідний коефіцієнту рівняння регресії член x_i виключали.

5. Проводили встановлення кореляційного аналізу згідно зі [185], при цьому визначали щільність зв'язку між величинами (вплив фактора та їх взаємозв'язку на параметр оптимізації).

Визначали коефіцієнт кореляції r_{nDT} одного фактора n_k , D_k , T_1 і Q_{ke} за формулою

$$r_{nDT} = \frac{K_{xy}}{S_i S_Q}, \quad (3.19)$$

де S_i , S_Q – середньоквадратичне відхилення відповідної величини;

K_{xy} – кореляційний момент.

Щільність зв'язку визначали за таких умов: якщо коефіцієнт кореляції дорівнював нулю, то величина некорельована; якщо коефіцієнт кореляції

більший 0,7 – кореляційний зв’язок щільний; якщо коефіцієнт кореляції 0,3...0,7 – кореляційний зв’язок середній; якщо коефіцієнт кореляції менше 0,3 – кореляційний зв’язок низький.

При цьому середньоквадратичну похибку S_r коефіцієнта кореляції визначали за формулою

$$S_r = \sqrt{\frac{1 - r_{nDT}^2}{n - 2}}. \quad (3.20)$$

Зв’язок між величинами значимий (щільний) за умові, що розрахунковий критерій Стюдента більший за його табличне значення [176], тобто

$$t_r = \frac{r_{nDT}}{S_r} \geq t_{таб}. \quad (3.21)$$

За одночасної дії кількох факторів на параметр оптимізації для визначення тісноти зв’язку застосовували множинний коефіцієнт кореляції

$$R_{x \cdot yz} = \sqrt{\frac{r_{xy}^2 + r_{xz}^2 - 2r_{xy}r_{xz}r_{yz}}{1 - r_{yz}^2}}. \quad (3.22)$$

При цьому множинний коефіцієнт кореляції приймали позитивним з межами його можливої зміни від 0 до 1.

Нульове значення множинного коефіцієнта кореляції означає відсутність лінійного зв’язку між величинами. Якщо ж коефіцієнт дорівнює 1, тоді існує лінійний зв’язок, а всі експериментальні дані належать одній площині, яка буде поверхнею відгуку параметра оптимізації.

Квадрат коефіцієнта кореляції є детермінацією (d), яка показує частку зміни протікання та характеризує залежність однієї величини від іншої.

6. Область максимуму чи мінімуму значень параметра оптимізації можна визначити кількома методами [178], наприклад, методом крутого сходження або симплексним методом [179].

Але найбільш раціональним є метод двомірних перерізів. Для цього диференціюється рівняння регресії за відповідним фактором, а отримані часткові похідні прирівнюються до нуля, тобто

$$y = y(x_1, x_2, \dots, x_n) \rightarrow \left. \begin{aligned} \frac{dy}{dx_1} &= 0, \\ \frac{dy}{dx_2} &= 0, \\ &\dots, \\ \frac{dy}{dx_n} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3.23)$$

Цей метод призначений для одночасного визначення значень факторів, за яких параметр оптимізації набуває максимального або мінімального значення. При цьому, розв'язавши систему рівнянь відносно кожного фактора, отримаємо значення кожного фактора, за якого параметр оптимізації набуває максимальне або мінімальне значення.

Для проведення дослідження цього двомірного перерізу необхідно записати рівняння в канонічному вигляді

$$K^2 + I_1 K + I_2 = 0, \quad (3.24)$$

де $I_1 = -(b_{ii} + b_{jj})$; $I_2 = b_{ii}b_{jj} - 0,25b_{ij}^2$.

При розв'язуванні характеристичного рівняння отримаємо корені K_i, K_j . Якщо $|K_i| < |K_j|$, то двомірний переріз витягнутий вздовж осі, яка відповідає фактору X_i .

Якщо корені характеристичного рівняння менші нуля, то центр контурних кривих є максимумом.

Визначали тангенс кута повороту осей за формулою

$$\operatorname{tg} 2\beta = \frac{b_{ij}}{b_{ii} - b_{jj}}. \quad (3.25)$$

За наведеними формулами проводили регресійний і кореляційний аналізи, а використавши метод двомірних перерізів побудованої поверхні відгуку, яка характеризує зміну параметра оптимізації, за відомого рівняння регресії визначали значення впливу факторів, за яких досягається максимальне або мінімальне значення параметра оптимізації.

Розрахунки отриманих числових даних експериментального масиву проводили за допомогою пакета прикладних статистичних програм обробки та аналізу результатів експериментальних досліджень для комп'ютера.

Для наочного зображення результатів проведених експериментальних досліджень будували графічні залежності, які відтворюють взаємозалежність зміни продуктивності роботи Q_{ke} від зміни вхідних факторів функціонального процесу роботи удосконаленого ГК.

3.3. Методика проведення експериментальних досліджень питомих затрат споживчої потужності та порівняльних досліджень

Для отримання емпіричного рівняння регресії, яке характеризує питомі затрати споживчої потужності P_{ke} макетного зразка лабораторної установки удосконаленого ГК з комбінованим робочим органом залежно від конструктивно-кінематичних параметрів шнека, реалізували планований чотирифакторний експеримент типу ПФЕ 3⁴.

При цьому незалежними змінними вхідними факторами експериментальних досліджень макетного зразка лабораторної установки приймали:

- частоту обертання шнека n_k , яку кодували індексом x_1 , тобто $n_k \rightarrow x_1$;
- діаметр шнека D_k , який кодували індексом x_2 , тобто $D_k \rightarrow x_2$;
- крок першого спірального витка шнека T_1 , який кодували індексом x_3 , тобто $T_1 \rightarrow x_3$;
- кут установлення ножа α_y , який кодували індексом x_4 , тобто $\alpha_y \rightarrow x_4$.

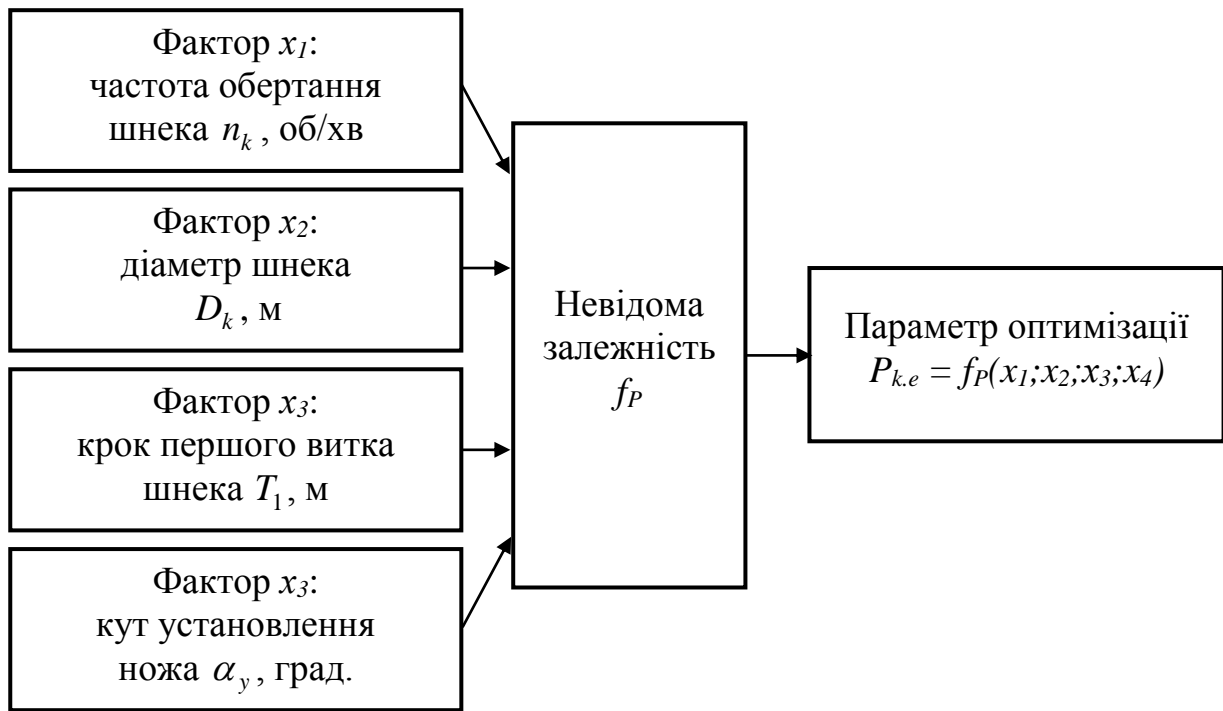


Рисунок 3.12 – Схема моделі планованого експерименту типу ПФЕ 3⁴.

Схему моделі планованого чотирифакторного експерименту типу ПФЕ 3⁴ наведено на рис. 3.12. Таким чином для дослідження питомих затрат споживчої потужності P_{ke} ГК було вибрано апроксимуючу математичну модель у вигляді функціональної залежності $P_{ke} = f_P(x_1; x_2; x_3; x_4)$ [181].

Порядок побудови та реалізації експериментальних досліджень з визначення питомих затрат споживчої потужності P_{ke} ГК, або функціональної залежності $P_{ke} = f_P(x_1; x_2; x_3; x_4)$ був аналогічний методиці або порядку, який наведено в підрозділі 3.2 розділу 3 дисертаційної роботи. При цьому:

- результати кодування змінних вхідних факторів, верхній і нижній рівень варіювання кожного фактора та інтервал його варіювання наведено у табл. 3.2;

- після кодування змінних вхідних факторів, тобто $n_k \rightarrow x_1$, $D_k \rightarrow x_2$, $T_1 \rightarrow x_3$, $\alpha_y \rightarrow x_4$ складали план-матрицю порядку проведення планованого чотирифакторного експерименту типу ПФЕ 3⁴. При цьому для зменшення досить значного загального числа експериментів під час дослідження функціональної зміни питомих затрат споживчої потужності P_{ke} ГК за трикратного повторення кожної точки композиційного плану, тобто

$\sum_{i=1}^3 N_e = P^k = 3^4 \times 3 = 243$, застосували схему некомпозиційного плану другого порядку Бокса-Бенкіна [186];

- некомпозиційну план-матрицю проведення чотирифакторного експерименту типу ПФЕ 3^4 наведено у додатку Б.4.3, при цьому експерименти проводили у трикратній повторності згідно з [178].

Таблиця 3.2

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натуральні/кодовані		
	Натур.	Код.				
Частота обертання шнека n_k , об/хв	X_1	x_1	100	100/-1	200/0	300/+1
Діаметр шнека D_k , м	X_2	x_2	0,04	0,12/-1	0,16/0	0,2/+1
Крок шнека T_1 , м	X_3	x_3	0,03	0,05/-1	0,08/0	0,11/+1
Кут установлення ножа α_y , град.	X_4	x_4	15	15/-1	30/0	45/+1

Для реалізації експериментів використовували лабораторну установку (рис. 3.2, 3.3, рис. 1.Г1.1 додатка Г1.1). Загальну будову та принцип роботи лабораторної установки наведено у підрозділі 3.1, а технічну характеристику – у додатку Б.2.1.

Отримані експериментальні значення маси вивантаженого матеріалу $U_k(t_e)$ з вивантажувальної горловини ГК для граничних значень відповідних точок некомпозиційного плану чотирифакторного експерименту типу ПФЕ 3^4 , заносили у відповідні графи некомпозиційної план-матриці експерименту.

При цьому експериментальні значення $U_k(t_e)$ точок некомпозиційного плану за кута установлення ножів $\alpha_y = 30$ град. записували з відповідних значень $U_k(t_e)$ точок композиційного плану проведених експериментів типу ПФЕ 3^3 під час визначення продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК.

У загальному питомі затрати споживчої потужності P_{ke} (кВт с/кг м) удосконаленого ГК визначаються за формулою [181]

$$P_{ke} = N_k / Q_{ke} L_k, \quad (3.26)$$

де N_k – розвинена потужність на приводі шнека, кВт;

L_k – довжина робочої частини шнека, м.

Потужність на приводі N_k шнека визначали за формулою

$$N_k = M_{vk} n_k / 9550, \quad (3.27)$$

де n_k – частота обертання шнека, об/хв;

M_{vk} – крутний момент вала шнека, Н м.

Крутний момент M_{vk} шнека визначали за формулою

$$M_{vk} = 9550 / N_e n_e, \quad (3.28)$$

де N_e – розвинена потужність електродвигуна лабораторної установки під час проведення експерименту, кВт;

n_e – частота обертання ротора електродвигуна лабораторної установки під час проведення експерименту, об/хв.

Розвинену потужність N_e електродвигуна лабораторної установки під час проведення експерименту визначали за формулою

$$N_e = K_z \cdot N_{ne} / 100, \quad (3.29)$$

де K_z – коефіцієнт використання номінальної потужності електродвигуна під час проведення експерименту;

N_{ne} – номінальна потужність електродвигуна макетного зразка лабораторної установки, кВт.

Тоді згідно з (3.6), (2.26)-(3.29) питомі затрати споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК визначали за формулою

$$P_{ke} = 5000i_k / K_z N_{ne} Q_{ke} L_k, \text{ або } P_{ke} = K_z \cdot N_{ne} / 100 Q_{ke} L_k. \quad (3.30)$$

Продуктивність роботи Q_{ke} макетного зразка експериментальної установки удосконаленого ГК за кута установлення ножа-подрібнювача на трубі барабана шнека $\alpha_y = 15$ і 45 град. визначали за формулою (3.5).

Довжина робочої частини L_k шнека макетного зразка лабораторної установки удосконаленого ГК з комбінованим робочим органом була постійною та дорівнювала $L_k = 0,95$ м.

Обробку отриманого експериментального масиву даних проводили за загальновідомими методиками та методами статистичної обробки для отримання емпіричної математичної моделі $P_{ke} = f_P(n_k; D_k; T_1; \alpha_y)$ із використанням методик кореляційного і регресійного аналізу апроксимуючої функції, яка характеризує вплив факторів і їх взаємодію на параметр оптимізації, тобто питомих затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК.

Порядок обробки експериментального масиву даних і аналізу питомих затрат споживчої потужності P_{ke} ГК був аналогічний порядку, який наведено у підрозділі 3.2 розділу 3 дисертаційної роботи окрім визначення коефіцієнтів рівняння регресії несиметричної матриці Бокса-Бенкіна (некомпозиційного плану Бокса-Бенкіна другого порядку).

При цьому коефіцієнти рівняння регресії такої несиметричної матриці визначали за формулами згідно з [186]

$$b_i = A \sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u; \quad b_{ij} = B \sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u; \quad b_{ijk} = C \sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} x_{ku} \bar{y}_u, \quad (3.30)$$

де A , B , C – константи плану, які залежать від числа вхідних факторів.

Порівняльні дослідження було реалізовано на основі проведення порівняльних паралельних експериментів з визначення питомих затрат споживчої потужності $P_{ke}^{(b)}$ та $P_{ke}^{(k)}$ відповідно базового та запропонованого нами удосконаленого ГК з комбінованим робочим органом.

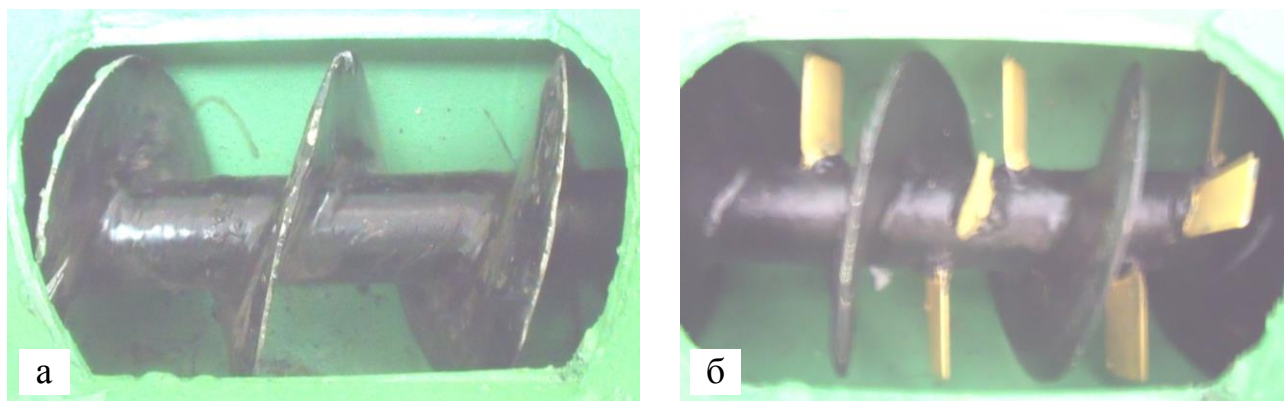


Рисунок 3.13 – Загальний вигляд фрагменту шнека:

а – базового ГК; б – удосконаленого ГК

У якості базового ГК було прийнято ГК (рис. 3.2), у якого з труби барабана 10 шнека 9 було демонтовано ножі-подрібнювачі 12.

Загальний вигляд фрагменту базового шнека з труби барабана якого демонтовано ножі-подрібнювачі (базового ГК) та шнека, на трубі барабана якого встановлено ножі-подрібнювачі (удосконаленого ГК з комбінованим робочим органом) наведено на рис. 3.13.

Принцип технологічного процесу роботи базового ГК аналогічний принципу роботи удосконаленого ГК за винятком операції подрібнення коренеплодів.

Порівняльні дослідження провели для першого діаметра базового шнек $D_k = 0,2$ м на трьох режимах роботи базового та удосконаленого ГК, які відповідали частоті обертання шнека $n_k = 100, 200$ і 300 об/хв.

Кут установлення ножів-подрібнювачів на трубі барабана шнека становив $\alpha_y = 30$ град.

Порівняльні експериментальні дослідження базового та удосконаленого ГК було проведено з метою аналізу затрат питомої потужності порівнювальних ГК та подальшого розрахунку показників економічної ефективності застосування ГК з комбінованим робочим органом.

Питомі затрати споживчої потужності базового ГК визначали згідно з формулами (3.6), (3.7), (3.26)-(3.30), а відповідні питомі затрати споживчої

потужності удосконаленого ГК записували за результатами попередніх проведених експериментів.

Порядок проведення експериментів з визначення питомих затрат споживчої потужності базового ГК був аналогічним порядку проведення експериментів з визначення затрат споживчої потужності удосконаленого ГК. При цьому експерименти проводили за стандартними методиками згідно з встановленими положеннями [183].

Аналіз порівняльних досліджень провели на основі співставлення отриманих результатів питомих затрат споживчої потужності базового та ГК з комбінованим робочим органом.

3.4. Висновки до розділу

3.4.1. На базі отриманих результатів теоретичних досліджень спроектовано та виготовлено макетний зразок лабораторної установки удосконаленого ГК.

3.4.2. Запропоновано часткову методику проведення експериментальних досліджень з визначення продуктивності роботи та питомих затрат споживчої потужності ГК з комбінованим робочим органом.

Основні положення розділу опубліковані у наукових працях [172, 175, 181].

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

4.1. Експериментальні дослідження продуктивності роботи гвинтового конвеєра

Згідно з програмою експериментальних досліджень та для перевірки адекватності теоретичних положень і викладень розробленої математичної моделі (2.77) або залежності (2.78), яка характеризує функціональну зміну теоретичної розрахункової продуктивності роботи Q_k удосконаленого ГК провели експериментальні дослідження макетного зразка лабораторної установки, конструктивну схему якої наведено на рис. 3.2, а загальний вигляд – на рис. 3.3, рис. 1.Г1.1 додатка Г1.1.

Методику проведення експериментальних досліджень із визначення продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК залежно від параметрів процесу наведено в пункті 3.2 розділу 3 дисертаційної роботи.

Експериментальні дослідження провели на основі реалізації планованого трифакторного експерименту на трьох рівнях варіювання факторами, або планованого експерименту типу ПФЕ 3³.

Схему моделі планованого експерименту типу ПФЕ 3³ наведено на рис. 3.8. Технічну характеристику макетного зразка лабораторної установки ГК з комбінованим робочим органом наведено в додатку Г2.1.

Послідовність проведення експериментів із визначення продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК встановлювали згідно з нумерованим порядком рандомізованої план-матриці трифакторного експерименту типу ПФЕ 3² (табл. 2.Г3.2 додатка Г3.2), а характеристику визначених змінних факторів і значення їх рівнів варіювання, які встановлено згідно з результатами проведених теоретичних досліджень (пункт 2.1, розділ 2), наведено в табл. 3.1 підпункту 3.2 розділу 3 дисертаційної роботи.



Рисунок 4.1 – Загальний вигляд: а – макетного зразка лабораторної установки в роботі; б – завантажувальної горловини з коренеплодами; в – вивантажувальної горловини з подрібненими коренеплодами; г – підготовлених коренеплодів; 1 – удосконалений ГК; 2 – керуючий пристрій Altivar 71; 3 – комп'ютер; 4 – комутаційне з'єднання; 5 – коренеплоди; 6 – завантажувальна горловина; 7 – напрямна труба; 8 – вивантажувальна горловина; 9 – подрібнені коренеплоди.

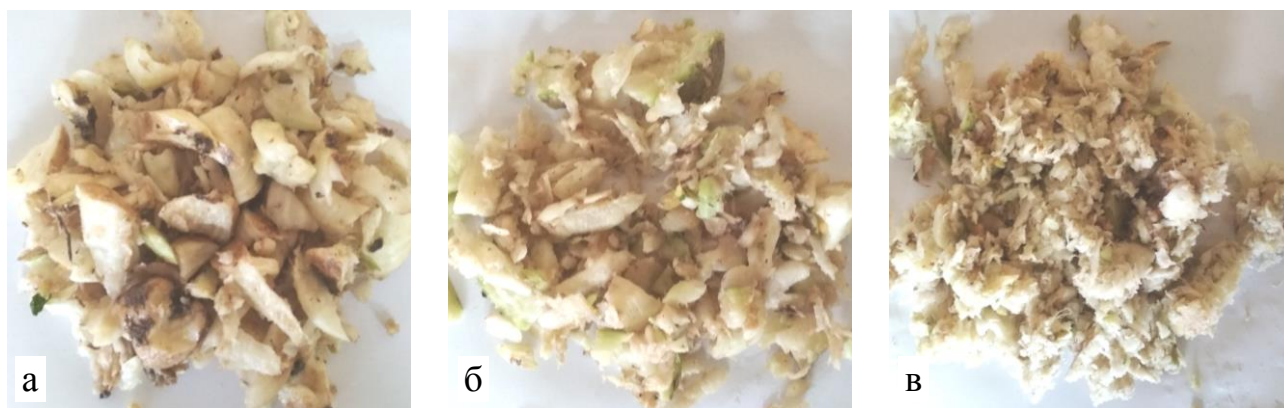


Рисунок 4.2 – Загальний вигляд частинок подрібнених коренеплодів:

а – за частоти обертання шнекового конвеєра $n_k = 100$ об/хв; б – за частоти обертання шнекового конвеєра $n_k = 200$ об/хв; в – за частоти обертання шнекового конвеєра $n_k = 300$ об/хв.

Загальний вигляд макетного зразка лабораторної установки ГК з комбінованим робочим органом у роботі наведено на рис. 4.1.

Загальний вигляд подрібнених коренеплодів за різної частоти обертання шнекового конвеєра удосконаленого ГК наведено на рис. 4.2. При цьому параметри ГК були наступними: діаметр шнекового конвеєра $D_k = 0,2$ м; крок першого спірального витка $T_1 = 0,05$ м; кількість ножів-подрібнювачів θ_1 , які встановлено на трубі барабані між однією парою суміжних витків шнекового конвеєра $\theta_1 = 4$, кут встановлення ножів $\alpha_y = 30$ град.

Результати реалізації план-матриці експериментальних досліджень із визначення маси вивантаженого матеріалу $U_k(t_e)$ з вивантажувальної горловини ГК наведено в табл. 1.Д1.1 додатку Д1.1. Числові значення продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК залежно від параметрів процесу, або масив експериментальних даних, який обчислено за формулою (3.5), наведено в табл. 4.1. Обробку отриманого експериментального масиву даних продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК, яку наведено в додатку Д2.1, трактування та аналіз отриманих результатів провели згідно з методикою, наведеною в пункті 3.2 розділу 3 дисертаційної роботи.

Таблиця 4.1

Результати експериментальних досліджень
продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК

№ експер.	n_k , об/хв	D_k , м	T_1 , м	Q_{ke} , кг/с			
				Q_{1ke}	Q_{2ke}	Q_{3ke}	Q_{cke}
1	100	0,12	0,05	0,16	0,13	0,13	0,14
2	200	0,12	0,05	0,16	0,16	0,18	0,17
3	300	0,12	0,05	0,47	0,5	0,47	0,48
4	100	0,16	0,05	0,25	0,24	0,26	0,25
5	200	0,16	0,05	0,56	0,56	0,54	0,55
6	300	0,16	0,05	0,66	0,67	0,71	0,68
7	100	0,2	0,05	0,45	0,4	0,35	0,4
8	200	0,2	0,05	0,9	0,89	0,85	0,88
9	300	0,2	0,05	1,33	1,36	1,33	1,34
10	100	0,12	0,08	0,15	0,18	0,18	0,17
11	200	0,12	0,08	0,38	0,37	0,36	0,37
12	300	0,12	0,08	0,55	0,55	0,55	0,55
13	100	0,16	0,08	0,3	0,29	0,28	0,29
14	200	0,16	0,08	0,63	0,65	0,64	0,64
15	300	0,16	0,08	1,0	0,97	0,94	0,97
16	100	0,2	0,08	0,5	0,6	0,4	0,5
17	200	0,2	0,08	1,0	0,98	0,96	0,98
18	300	0,2	0,08	1,65	1,55	1,6	1,6
19	100	0,12	0,11	0,2	0,19	0,21	0,2
20	200	0,12	0,11	0,42	0,4	0,44	0,42
21	300	0,12	0,11	0,6	0,62	0,6	0,61
22	100	0,16	0,11	0,38	0,35	0,35	0,36
23	200	0,16	0,11	0,8	0,76	0,72	0,76
24	300	0,16	0,11	1,2	1,05	1,2	1,15
25	100	0,2	0,11	0,75	0,8	0,75	0,7
26	200	0,2	0,11	1,25	1,15	1,2	1,2
27	300	0,2	0,11	1,75	1,75	1,6	1,7

Апроксимуючу функцію, яка характеризує та функціонально описує зміну продуктивність роботи Q_{ke} удосконаленого ГК, визначену експериментальним шляхом, знаходили у вигляді математичної моделі логарифмічної функції [187]:

- в кодованих величинах

$$Q_{ke} = b_0 + b_1 \ln x_1 + b_2 \ln x_2 + b_3 \ln x_3, \quad (4.1)$$

де Q_{ke} – продуктивність роботи ГК з комбінованим робочим органом, кг/с;

b_0, b_1, b_2, b_3 – коефіцієнти відповідних значень факторів;

x_1, x_2, x_3 – відповідні кодовані фактори;

- в натуральних величинах:

$$Q_{ke} = b_o + b_1 \ln(n_k) + b_2 \ln(D_k) + b_3 \ln(T_1), \quad (4.2)$$

де n_k, D_k, T_1 – натуральні змінні вхідні фактори або, відповідно: частота обертання шнекового конвеєра, м; діаметр шнекового конвеєра, м; крок першого спірального витка шнекового конвеєра, м.

Невідомі значення коефіцієнтів рівняння регресії (4.1), які характеризують зміну продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК та які записано у вигляді функціональної залежності $Q_{ke} = f_Q(x_1; x_2; x_3)$ у кодованих величинах, визначали за формулами (3.11), (3.12), а перехід від кодованих величин до натуральних або визначення коефіцієнтів рівняння регресії (4.2) апроксимуючої моделі $Q_{ke} = f_Q(n_k; D_k; T_1)$ у натуральних величинах визначали за формулами (3.2)- (3.4).

Розраховані натуральні числові значення коефіцієнтів рівняння регресії, яке характеризує функціональну зміну продуктивності роботи Q_{ke} ГК з комбінованим робочим органом, записали у вигляді функціонала $Q_{ke} = f_Q(n_k; D_k; T_1)$ або математичної моделі (4.2), наведено у табл. 4.2.

Таблиця 4.2

Натуральні значення коефіцієнтів b_i рівняння регресії зміни продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК

Позначення	Натуральні значення коефіцієнтів рівняння регресії			
	b_0	b_1	b_2	b_3
$Q_{ke} = f_Q(n_k; D_k; T_1)$	0,81	0,61	1,33	0,31

Після оцінювання статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії згідно з (3.17), (3.18) та перевірки адекватності моделі згідно з (3.13)-(3.16) (додаток ДЗ.1), отримано рівняння регресії, яке характеризує функціональну зміну продуктивності роботи Q_{ke} у натуральних величинах [175]

$$Q_{ke} = 0,81 + 0,61 \ln(n_k) + 1,33 \ln(D_k) + 0,31 \ln(T_1). \quad (4.3)$$

Згідно з рівнянням регресії (4.3) побудовано поверхню відгуку функціональної зміни продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК у вигляді функціонала $Q_{ke} = f_Q(n_k; D_k)$, рис. 4.3а; $Q_{ke} = f_Q(n_k; T_1)$, рис. 4.3б; $Q_{ke} = f_Q(D_k; T_1)$, рис. 4.3в. На рис. 4.4. наведено двомірний переріз поверхні відгуку у вигляді функціонала $Q_{ke} = f_Q(n_k; D_k)$, рис. 4.4а; $Q_{ke} = f_Q(n_k; T_1)$, рис. 4.4б; $Q_{ke} = f_Q(D_k; T_1)$, рис. 4.4в.

У заданих межах варіювання факторами, тобто частоти обертання шнекового конвеєра n_k (від 100 до 300 об/хв), діаметра шнекового конвеєра D_k (від 0,12 до 0,2 м), кроку першого спірального витка шнекового конвеєра T_1 (від 0,05 до 0,11 м), зміна продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК, яку визначено експериментальним шляхом, знаходиться в доволі значному діапазоні – від 0,11 до 1,6 кг/с, рис. 4.3, рис. 4.4.

Рівняння регресії (4.3) характеризує зміну продуктивності роботи Q_{ke} ГК залежно від конструктивно-кінематичних параметрів шнекового конвеєра у таких межах зміни вхідних факторів: частоти обертання шнекового конвеєра $100 \leq n_k \leq 300$ об/хв; діаметра шнекового конвеєра $0,12 \leq D_k \leq 0,2$ м; кроку першого спірального витка шнекового конвеєра $0,05 \leq T_1 \leq 0,11$ м.

Функціональна зміна продуктивності роботи Q_{ke} ГК залежно від зміни факторів має прямо пропорційний характер – зі збільшенням частоти обертання n_k шнекового конвеєра, діаметра D_k шнекового конвеєра та кроку першого спірального витка T_1 шнекового конвеєра значення продуктивності Q_{ke} також зростає.

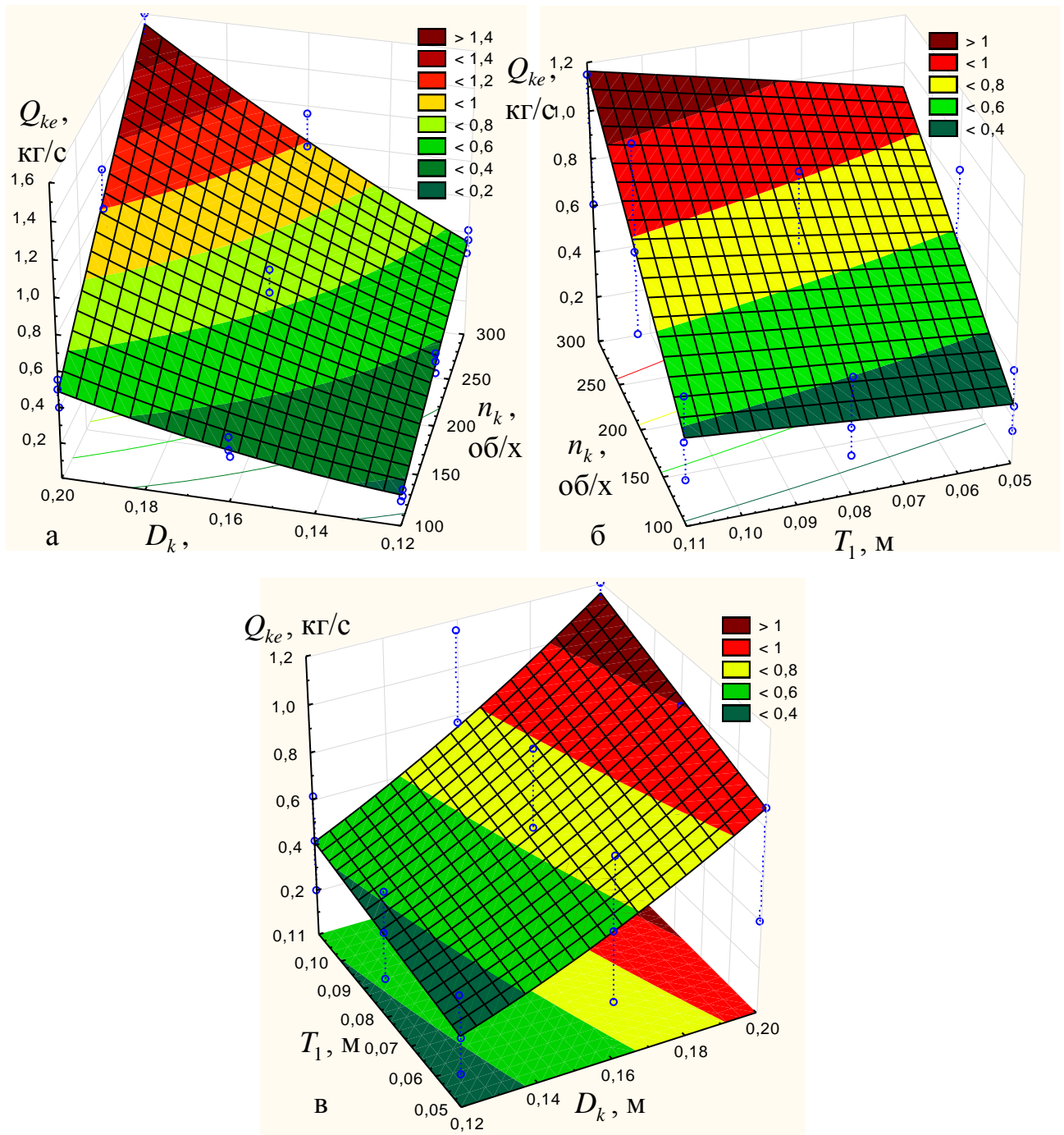


Рисунок 4.3 – Поверхня відгуку зміни продуктивності роботи Q_{ke} як функціонал: а – $Q_{ke} = f_Q(n_k; D_k)$; б – $Q_{ke} = f_Q(n_k; T_1)$; в – $Q_{ke} = f_Q(D_k; T_1)$.

При цьому домінуючими факторами, які мають значний функціональний вплив на приріст продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК є частота обертання n_k шнекового конвеєра та діаметр D_k шнекового конвеєра, що характерно графічній інтерпретації поверхні відгуку та двовірного перерізу поверхні відгуку, які, відповідно, наведено на рис. 4.3, рис. 4.4.

За збільшення діаметра D_k шнекового конвеєра в межах від 0,12 до 0,2 м продуктивність роботи Q_{ke} удосконаленого ГК збільшується в середньому на 0,3...0,4 кг/с, а за збільшення частоти обертання n_k шнекового конвеєра від 100 до 300 об/хв – в середньому на 0,6...0,8 кг/с, рис. 4.5, рис. 4.6.

Тобто найбільш вагомі значення приросту продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК отримано за зміни частоти обертання n_k шнекового конвеєра в межах від 100 до 300 об/хв.

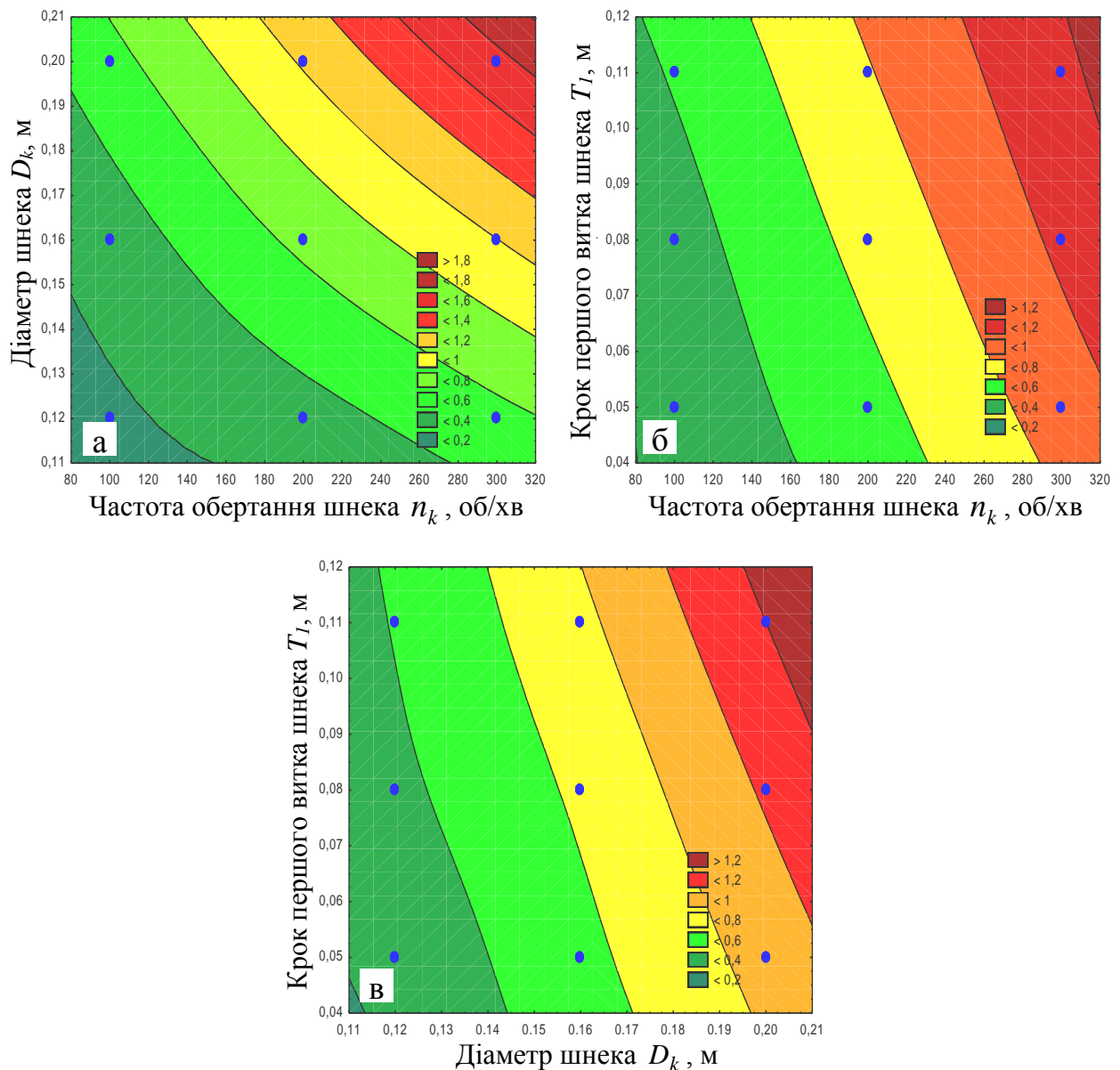


Рисунок 4.4 – Двомірний переріз поверхні відгуку зміни продуктивності роботи Q_{ke} як функціонал: а – $Q_{ke} = f_Q(n_k; D_k)$; б – $Q_{ke} = f_Q(n_k; T_1)$;

$$в – Q_{ke} = f_Q(D_k; T_1).$$

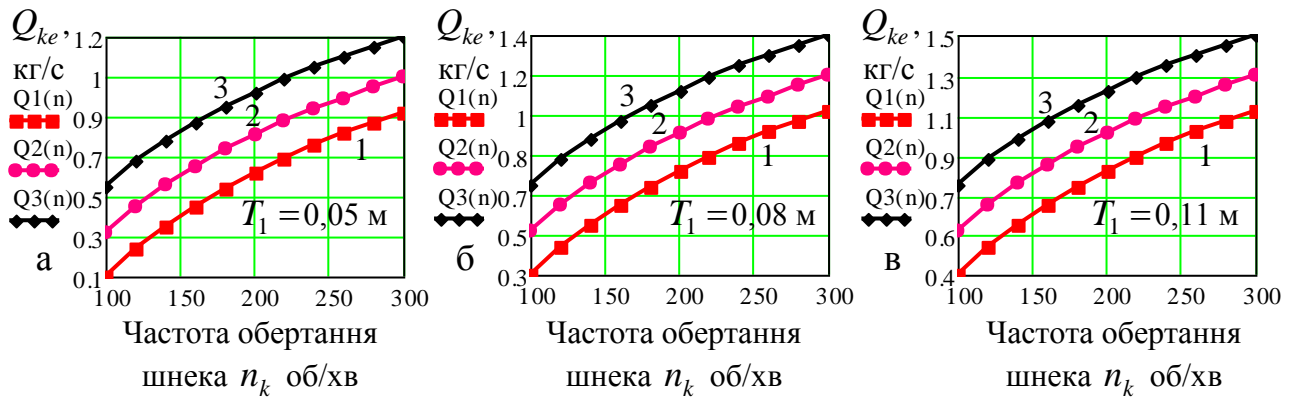


Рисунок 4.5 – Залежність зміни продуктивності роботи Q_{ke} як функціонал

$Q_{ke} = f_Q(n_k)$: а – $T_1 = 0,05$ м; б – $T_1 = 0,08$ м; в – $T_1 = 0,11$ м; 1 – $D_k = 0,12$ м;

2 – $D_k = 0,16$ м; 3 – $D_k = 0,2$ м.

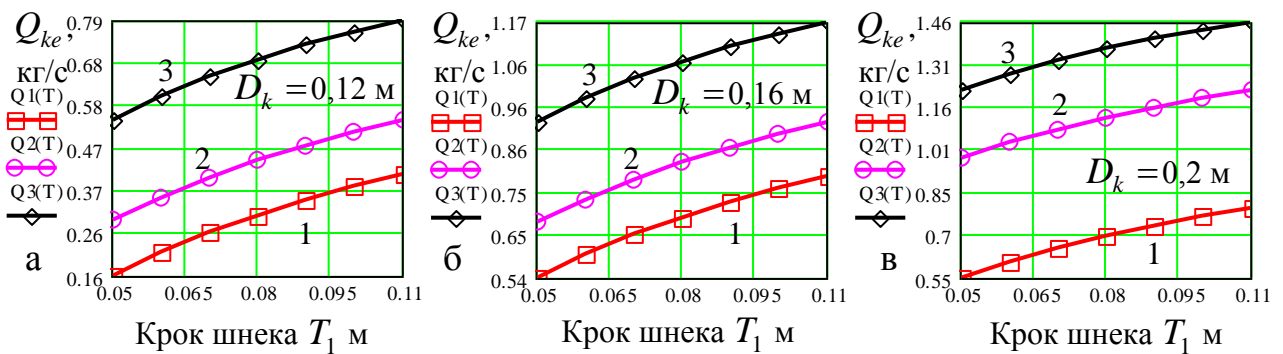


Рисунок 4.6 – Залежність зміни продуктивності роботи Q_{ke} як

функціонал $Q_{ke} = f_Q(T_1)$: а – $D_k = 0,12$ м; б – $D_k = 0,16$ м; в – $D_k = 0,2$ м;

1 – $n_k = 100$ об/хв; 2 – $n_k = 200$ об/хв; 3 – $n_k = 300$ об/хв.

Значення приросту продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК в межах збільшення кроку T_1 першого спірального витка шнекового конвєса від 0,05 до 0,11 м дуже незначне – середнє значення приросту $Q_{e.k}$ знаходиться в межах 0,1...0,15 кг/с, що є несуттєвим збільшенням продуктивності роботи Q_{ke} ГК у заданому діапазоні зміни T_1 (рис. 4.5, рис. 4.6).

На рис. 4.7 наведено діаграму зміни продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК, яку побудовано на основі отриманих середніх результатів проведених експериментальних досліджень за трикратної повторності кожного пронумерованого експерименту факторного поля згідно з рандомізованою план-матрицею планованого експерименту типу ПФЕ 3^3 .

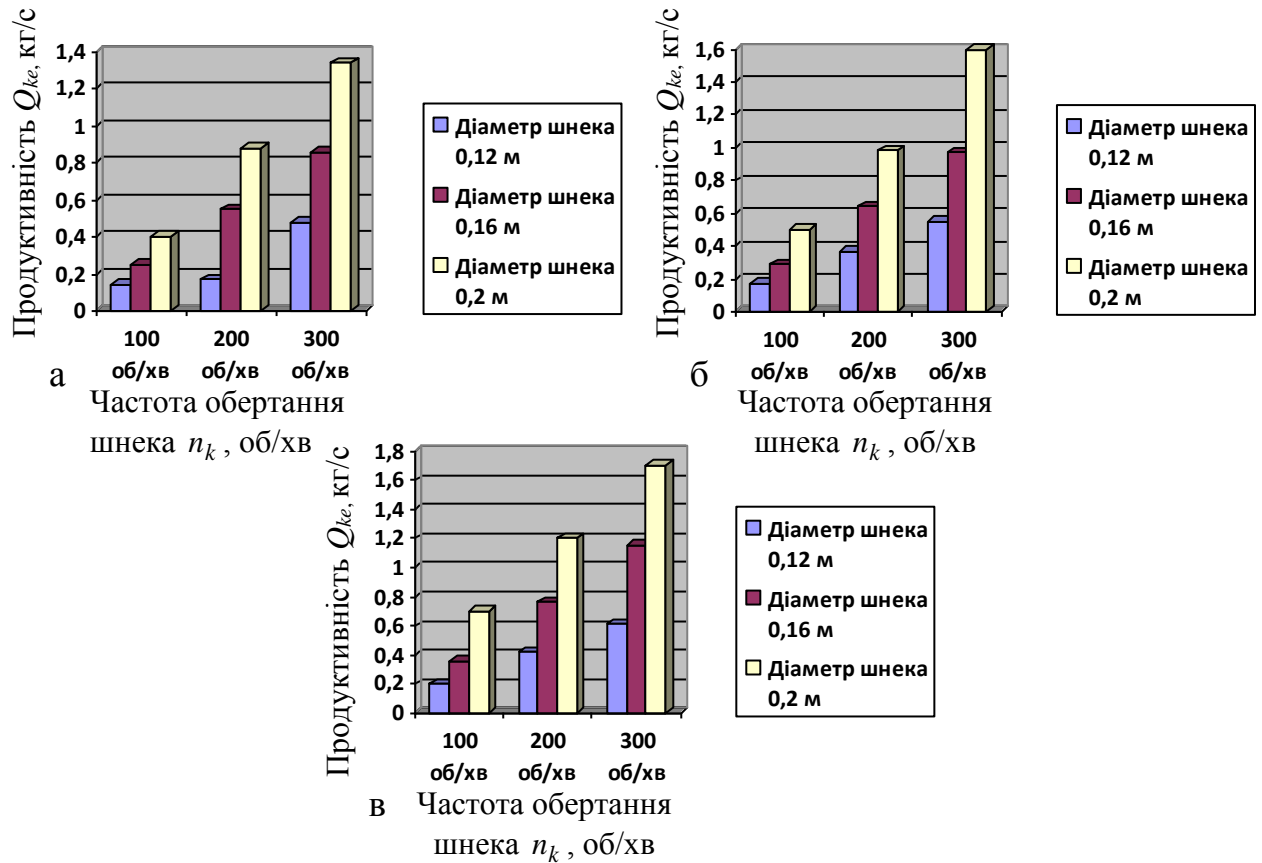


Рисунок 4.7 – Діаграма зміни продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК: а, б, в – $T_1 = 0,05$; $0,08$ і $0,11$ м.

На основі графо-аналітичного аналізу (рис. 4.7) можна констатувати, що характер функціональної зміни продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК, яку отримано для граничних значень відповідних точок композиційного плану трифакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 цілком адекватний характеру зміни Q_{ke} , яка описується згідно з апроксимуючою моделлю $Q_{ke} = f_Q(n_k; D_k; T_1)$, рис. 4.3, рис. 4.4, що також характерно залежності, яку наведено на рис. 4.8.

При цьому розбіжність експериментальних значень продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК, які отримано згідно з рівнянням регресії (4.3) (графічні залежності $Q_2(D)$, $Q_4(D)$, $Q_6(D)$) та теоретичних значень продуктивності Q_k роботи (графічні залежності $Q_1(D)$, $Q_3(D)$, $Q_5(D)$, рис. 4.8а), які отримано на аналітичному рівні згідно з теоретичною моделлю (2.77), (2.78) та, відповідно, графічні залежності $Q_2(n)$, $Q_4(n)$, $Q_6(n)$ і $Q_1(n)$, $Q_3(n)$, $Q_5(n)$ (рис. 4.8б) знаходиться у межах 5...10 %.

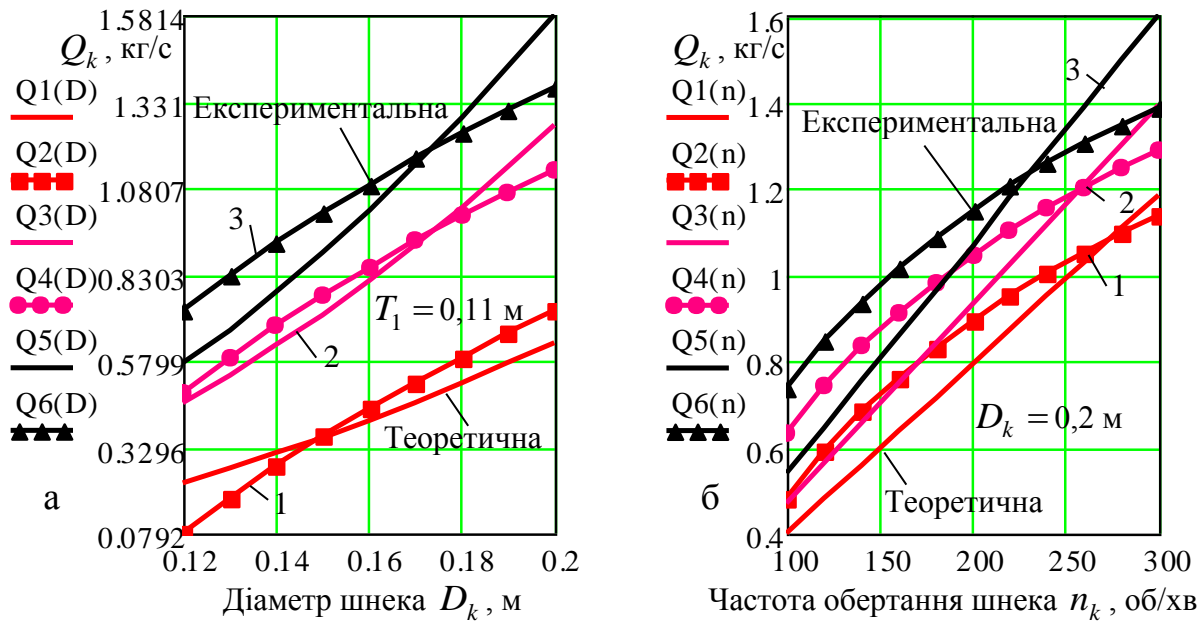


Рисунок 4.8 – Залежність зміни продуктивності роботи Q_e як функціонал:

а – $Q_k = f_Q(D_k)$, 1, 2, 3 – відповідно, $n_k = 100; 200; 300$ об/хв;

б – $Q_k = f_Q(n_k)$, 1, 2, 3 – відповідно, $T_l = 0.05; 0.08; 0.11$ м.

На основі проведеного аналізу отриманих теоретично-експериментальних результатів можна стверджувати, що розроблена теоретична модель (2.77), (2.78), яка на аналітичному рівні описує зміну продуктивності роботи Q_k ГК з комбінованим робочим органом залежно від параметрів шнекового конвеєра адекватна рівнянню регресії (4.3), яке отримано на емпіричному рівні.

Розроблені аналітична (2.77), (2.78) та емпірична (4.3) моделі можуть бути використані для подальшої оптимізації параметрів і режимів роботи комбінованих гвинтових транспортних механізмів.

4.2. Експериментальні дослідження питомих затрат споживчої потужності гвинтового конвеєра

Для визначення питомих затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК провели експериментальні дослідження макетного зразка лабораторної установки, конструктивна схема якої наведена на рис. 3.2, а її загальний вигляд – на рис. 3.3, рис. 1.Г1.1 додатка Г1.1.

Методику проведення експериментальних досліджень із визначення характеру функціональної зміни питомих затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК наведено в пункті 3.3 розділу 3 дисертаційної роботи.

Експериментальні дослідження питомих затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК провели на основі реалізації чотирифакторного експерименту на трьох рівнях варіювання факторами або планованого експерименту типу ПФЕ 3⁴, структурну схему моделі якого наведено на рис. 3.1 та рис. 3.12. При цьому для дослідження питомих затрат споживчої потужності P_{ke} ГК було вибрано апроксимуючу математичну модель у вигляді функціональної залежності $P_{ke} = f_p(x_1; x_2; x_3; x_4)$.

Технічну характеристику макетного зразка лабораторної установки ГК з комбінованим робочим органом наведено у додатку Г2.1.

Послідовність проведення першого та наступних експериментів із визначення питомих затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК встановлювали згідно з нумерованим порядком несиметричної план-матриці некомпозиційного плану другого порядку Бокса-Бенкіна (додаток Г4.3). Характеристику визначених змінних факторів і значення їх рівнів варіювання наведено в табл. 3.2 розділу 3 дисертаційної роботи.

Результати реалізації несиметричної план-матриці некомпозиційного плану другого порядку Бокса-Бенкіна планованого чотирифакторного експерименту типу ПФЕ 3⁴ із визначення маси вивантаженого матеріалу $U_k(t_e)$ з вивантажувальної горловини та продуктивності роботи Q_{ke} комбінованого удосконаленого ГК наведено в табл. 1Д4.2 додатка Д4.2, а результати енергетичних показників, які фіксувалися монітором осцилографа, або графічна інтерпретація енергетичних затрат процесу одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів – в додатку Д5.2.

Числові значення питомих затрат споживчої потужності P_{ke} ГК з комбінованим робочим органом залежно від параметрів процесу або масив експериментальних даних, який обчислено за формулами (3.5) і (3.30), наведено в табл. 4.3.

Таблиця 4.3

Результати експериментальних досліджень
питомих затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК

№ експер.	n_k , об/хв	D_k , м	T_1 , м	α_y , град.	Q_{ke} , кг/с				K_z , %	P_{ke} , кВт с/кг м
					Q_{1ke}	Q_{2ke}	Q_{3ke}	Q_{cke}		
1	300	0,2	0,08	30	1,65	1,55	1,6	1,6	8	0,029
2	300	0,12	0,08	30	0,55	0,55	0,55	0,55	8	0,084
3	100	0,2	0,08	30	0,5	0,6	0,4	0,5	4	0,046
4	100	0,12	0,08	30	0,15	0,18	0,18	0,17	4	0,136
5	200	0,16	0,11	45	0,73	0,69	0,65	0,69	6,5	0,055
6	200	0,16	0,11	15	0,7	0,66	0,62	0,66	7	0,061
7	200	0,16	0,05	45	0,49	0,49	0,47	0,48	6,5	0,078
8	200	0,16	0,05	15	0,46	0,46	0,44	0,45	7	0,09
9	200	0,16	0,08	30	0,63	0,65	0,64	0,64	6	0,054
10	300	0,16	0,08	45	0,93	0,9	0,87	0,9	8,5	0,055
11	300	0,16	0,08	15	0,9	0,87	0,84	0,87	9	0,06
12	100	0,16	0,08	45	0,23	0,22	0,21	0,22	4,5	0,118
13	100	0,16	0,08	15	0,2	0,19	0,18	0,19	5	0,152
14	200	0,2	0,11	30	1,25	1,15	1,2	1,2	6	0,029
15	200	0,2	0,05	30	0,9	0,89	0,85	0,88	6	0,04
16	200	0,12	0,11	30	0,42	0,4	0,44	0,42	6	0,083
17	200	0,12	0,05	30	0,16	0,16	0,18	0,17	6	0,204
18	200	0,16	0,08	30	0,63	0,65	0,64	0,64	6	0,054
19	100	0,16	0,11	30	0,38	0,35	0,35	0,36	4	0,064
20	100	0,16	0,05	30	0,25	0,24	0,26	0,25	4	0,093
21	300	0,16	0,11	30	1,2	1,05	1,2	1,15	6	0,03
22	300	0,16	0,05	30	0,66	0,67	0,71	0,68	6	0,051
23	200	0,2	0,08	45	0,93	0,91	0,89	0,91	6,5	0,041
24	200	0,2	0,08	15	0,9	0,88	0,86	0,88	7	0,046
25	200	0,12	0,08	45	0,31	0,3	0,29	0,3	6,5	0,125
26	200	0,12	0,08	15	0,28	0,27	0,26	0,27	7	0,15
27	200	0,16	0,08	30	0,63	0,65	0,64	0,64	6	0,054

Для визначення загального функціонального характеру зміни питомих затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК на першому етапі проведення експериментальних досліджень було встановлено закон функціонального розподілу отриманих значень випадкових величин питомих затрат споживчої потужності P_{ke} ГК з комбінованим робочим органом.

Реалізацію даних досліджень здійснено шляхом проведення статистичної обробки отриманого масиву експериментальних даних генеральної вибірки, який було сформовано на основі показників табл. 4.1 і табл. 4.3, числові дані яких розраховано на основі показників, що наведені в додатку Д1.1 та додатку Д4.2.

Статистичну обробку отриманого масиву експериментальних даних генеральної вибірки питомих затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК (додаток Д6.2) проведено згідно зі стандартною методикою [156], а статистичні показники аналізу – в додатку Д7.2.

Безпосередньо диференційний закон вірогідності щільності розподілу в загальному випадку регламентується залежністю

$$f(x_i) = \frac{1}{\sigma_i \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{x_i - \mu_i}{\sigma_i} \right)^2}, \quad (4.4)$$

де σ_i – середнє квадратичне відхилення i -го параметра відповідного діапазону затрат споживчої потужності P_{ke} комбінованого ГК;

μ_i – математичне сподівання i -го параметра відповідного діапазону затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК.

Після статистичної обробки генеральної вибірки питомих затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК отримано числові значення середнього квадратичного відхилення σ_i та математичного сподівання μ_i .

Числові значення σ і μ для питомих затрат споживчої потужності P_{ke} комбінованого ГК наведено в табл. 4.4.

Таблиця 4.4

Числові значення σ і μ

	σ	μ
$P_{ke} = f(x_P)$	2,7	0,52

Перевірку адекватності характеру зміни випадкової величини емпіричному логнормальному закону розподілу питомих затрат споживчої потужності P_{ke}

удосконаленого ГК провели за критерієм відповідності $K(\lambda)$ Колмогорова-Смирнова [157].

Після обробки генеральної вибірки та перевірки адекватності емпіричної моделі отримано функціональну залежність, яка описує диференційний закон вірогідності щільності розподілу питомих затрат споживчої потужності P_{ke} ГК з комбінованим робочим органом [45]

$$P_{ke} = f(x_P) = \frac{1}{2,7\sqrt{2\pi}} e^{\frac{1}{2}\left(\frac{x_P - 0,52}{1,21}\right)^2}. \quad (4.5)$$

Графічна побудова, яку наведено на рис. 4.9, характеризує функціональну залежність зміни розподілу випадкових величин, або диференційний закон розподілення питомих затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК на основі обробки генеральної вибірки.

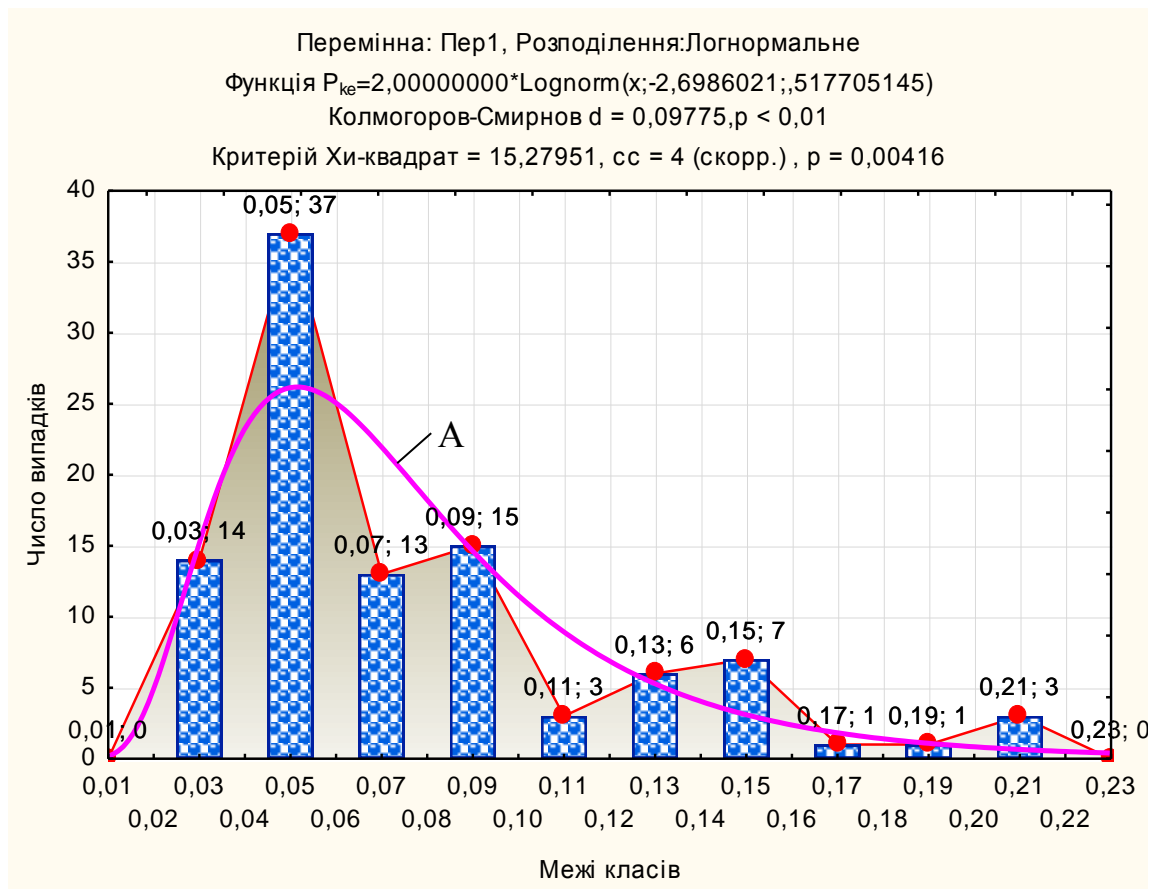


Рисунок 4.9 – Гістограма та полігон щільності розподілу питомих затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК.

Аналіз побудованих гістограм і полігону щільності розподілу випадковості процесу питомих затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК показує, що диференційний закон щільності розподілу P_{ke} близький до нормального та описується кривою А, рис. 4.8.

Встановлено, що домінуючі значення питомих затрат споживчої потужності P_{ke} макетного зразка удосконаленого ГК знаходяться в діапазоні від 0,03 до 0,09 кВт с/кг м. При цьому кількість випадків або частота спостережень є наступною: для $P_{ke} = 0,03$ кВт с/кг м – 14 випадків; для $P_{ke} = 0,05$ кВт с/кг м – 25 випадків; для $P_{ke} = 0,07$ кВт с/кг м – 13 випадків; для $P_{ke} = 0,09$ кВт с/кг м – 15 випадків (рис. 4.9).

На другому етапі, обробку одержаного масиву експериментальних даних зміни затрат споживчої потужності P_{ke} макетного зразка удосконаленого ГК, трактування та аналіз отриманих результатів провели згідно з методикою, яку наведено в пункті 3.3 розділу 3 дисертаційної роботи. При цьому зміну P_{ke} досліджували у вигляді функціональної залежності $P_{ke} = f_Q(x_1; x_2; x_3; x_4)$.

Масив експериментальних даних зміни затрат споживчої потужності P_{ke} макетного зразка ГК з комбінованим робочим органом залежно від змінних вхідних факторів наведено в додатку Д8.2.

Апроксимуючу функцію, яка характеризує та функціонально описує зміну затрат споживчої потужності P_{ke} макетного зразка ГК залежно від змінних вхідних факторів, визначену експериментальним шляхом, знаходили у вигляді математичної моделі повного полінома другої степені [187]:

- в кодованих величинах

$$P_{ke} = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_{12}x_{12} + b_{13}x_{13} + b_{14}x_{14} + b_{23}x_{23} + b_{24}x_{24} + b_{34}x_{34} + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{44}x_4^2, \quad (4.6)$$

де P_{ke} – затрати споживчої потужності P_{ke} макетного зразка удосконаленого ГК, кВт с/кг м;

$b_0, b_1, b_2, b_3, b_4, b_{12}, b_{13}, b_{14}, b_{23}, b_{24}, b_{34}, b_{11}, b_{22}, b_{33}, b_{44}$ – коефіцієнти відповідних значень змінних вхідних факторів;

x_1, x_2, x_3, x_4 – відповідні кодовані фактори;

- в натуральних величинах

$$P_{ke} = b_0 + b_1 n_k + b_2 D_k + b_3 T_1 + b_4 \alpha_y + b_{12} n_k D_k + b_{13} n_k T_1 + b_{14} n_k \alpha_y + b_{23} D_k T_1 + b_{24} D_k \alpha_y + b_{34} T_1 \alpha_y + b_{11} n_k^2 + b_{22} D_k^2 + b_{33} T_1^2 + b_{44} \alpha_y^2, \quad (4.7)$$

де α_y – натуральний змінний вхідний фактор або кут установаження ножа-подрібнювача, град.

Невідомі значення коефіцієнтів рівняння регресії (4.6), які характеризують затрати споживчої потужності P_{ke} макетного зразка удосконаленого ГК залежно від змінних вхідних факторів та які записано у вигляді функціональної залежності $P_{ke} = f_P(x_1; x_2; x_3; x_4)$ у кодованих величинах, визначали за формулами (3.11), (3.30), а перехід від кодованих величин до натуральних, або визначення коефіцієнтів рівняння регресії (4.7) апроксимуючої моделі $P_{ke} = f_P(n_k; D_k; T_1; \alpha_y)$ у натуральних величинах, визначали за формулами (3.2)- (3.4).

Розраховані натуральні числові значення коефіцієнтів рівняння регресії (4.7), яке характеризує функціональну зміну затрат споживчої потужності P_{ke} макетного зразка удосконаленого ГК залежно від змінних вхідних факторів і яку записано у вигляді функціональної залежності $P_{ke} = f_P(n_k; D_k; T_1; \alpha_y)$ або математичної моделі (4.7) наведено у табл. 4.5.

Оцінку статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії (4.6) провели згідно з умовою (3.13)-(3.16), а перевірку адекватності моделі провели згідно з (3.17), (3.18).

Встановлено, що коефіцієнти рівняння регресії (4.6) $b_{12}=0,22 \cdot 10^{-2}$, $b_{14}=0,48 \cdot 10^{-5}$, $b_{24}=0,82 \cdot 10^{-2}$, $b_{11}=0,77 \cdot 10^{-6}$ є незначущими, тобто ними можна знехтувати або їх не враховувати в рівнянні регресії.

Показники статистичної обробки масиву експериментальних даних питомих затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК наведено в додатку Д9.2.

Таблиця 4.5

Натуральні значення коефіцієнтів b_i рівняння регресії зміни затрат споживчої потужності P_{ke} макетного зразка удосконаленого ГК

Позначення	Натуральні значення коефіцієнтів рівняння регресії			
	b_0	b_1	b_2	b_3
$P_{ke} = f_P(n_k; D_k; T_1; \alpha_y)$	1,26	$-0,11 \cdot 10^{-2}$	-7,59	-5,04
	b_4	b_{12}	b_{13}	b_{14}
	$-0,88 \cdot 10^{-2}$	$0,22 \cdot 10^{-2}$	$0,66 \cdot 10^{-3}$	$0,48 \cdot 10^{-5}$
	b_{23}	b_{24}	b_{34}	b_{11}
	22,92	$0,82 \cdot 10^{-2}$	$0,33 \cdot 10^{-2}$	$0,77 \cdot 10^{-6}$
	b_{22}	b_{33}	b_{44}	
	12,25	3,05	$0,97 \cdot 10^{-4}$	

Після перевірки адекватності апроксимуючої моделі та оцінювання статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії (4.6) й подальшого переходу від кодованих позначень вхідних факторів до натуральних величин згідно з положеннями (3.2)-(3.4), отримано рівняння регресії в натуральних факторах, яке характеризує та функціонально описує зміну питомих затрат споживчої потужності P_{ke} макетного зразка удосконаленого ГК [45]

$$P_{ke} = 1,26 - 0,11 \cdot 10^{-2} n_k - 7,59 D_k - 5,04 T_1 - 0,88 \cdot 10^{-2} \alpha_y + 0,66 \cdot 10^{-3} n_k T_1 + 22,92 D_k T_1 + 12,25 D_k^2 + 3,05 T_1^2 + 97 \cdot 10^{-4} \alpha_y^2. \quad (4.8)$$

Розроблене рівняння регресії (емпірична модель) у натуральних величинах (4.8) може бути використано для визначення характеру функціональної зміни та значення питомих затрат споживчої потужності P_{ke} макетного зразка удосконаленого ГК, яке записано у вигляді апроксимуючої моделі $P_{ke} = f_P(n_k; D_k; T_1; \alpha_y)$ у наступних межах варіювання змінних вхідних факторів:

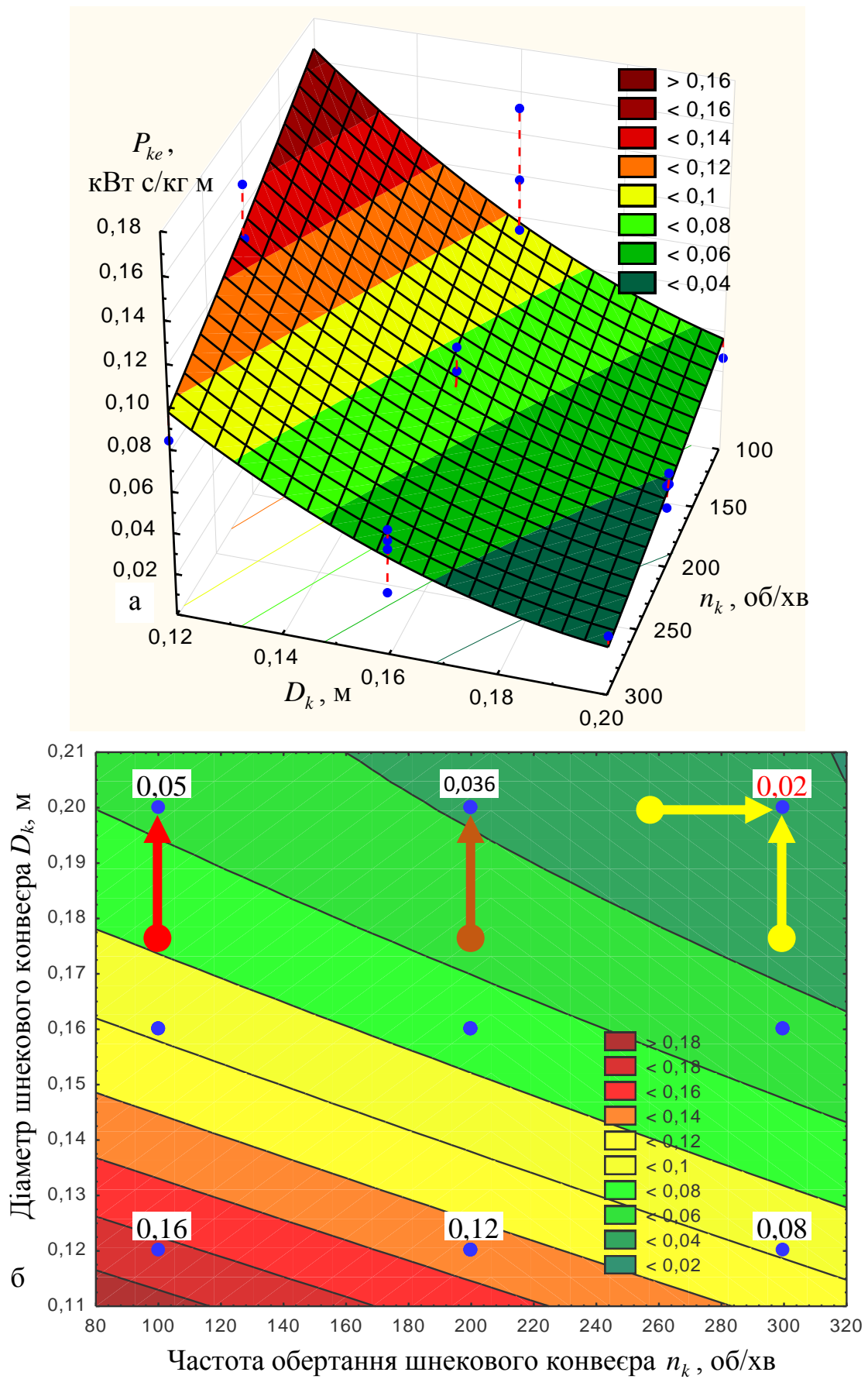


Рисунок 4.10 – Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз (б) поверхні відгуку затрат споживчої потужності P_{ke} як функціонал $P_{ke} = f_P(n_k; D_k)$.

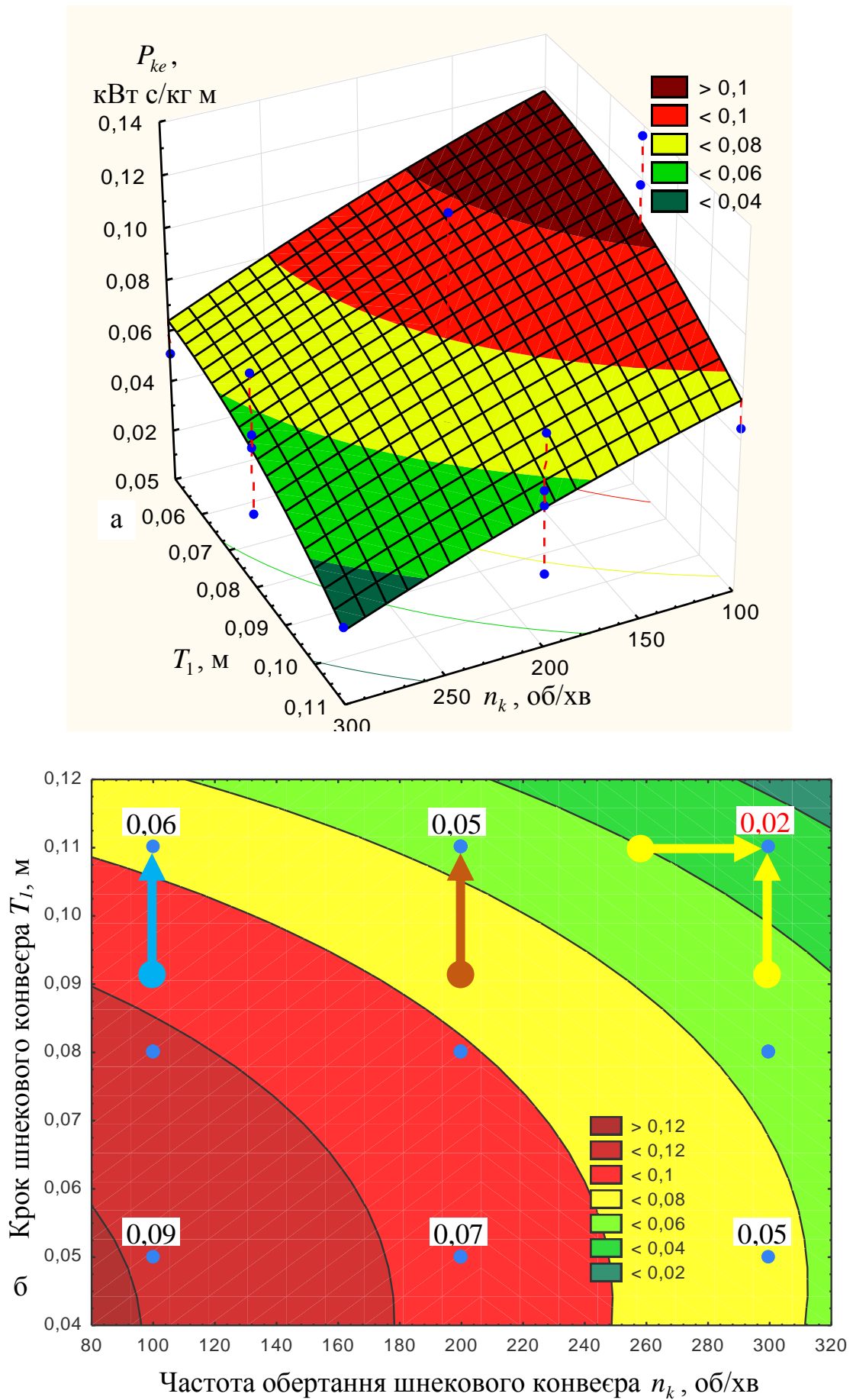


Рисунок 4.11 – Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз (б) поверхні відгуку затрат споживчої потужності P_{ke} як функціонал $P_{ke} = f_p(n_k; T_1)$.

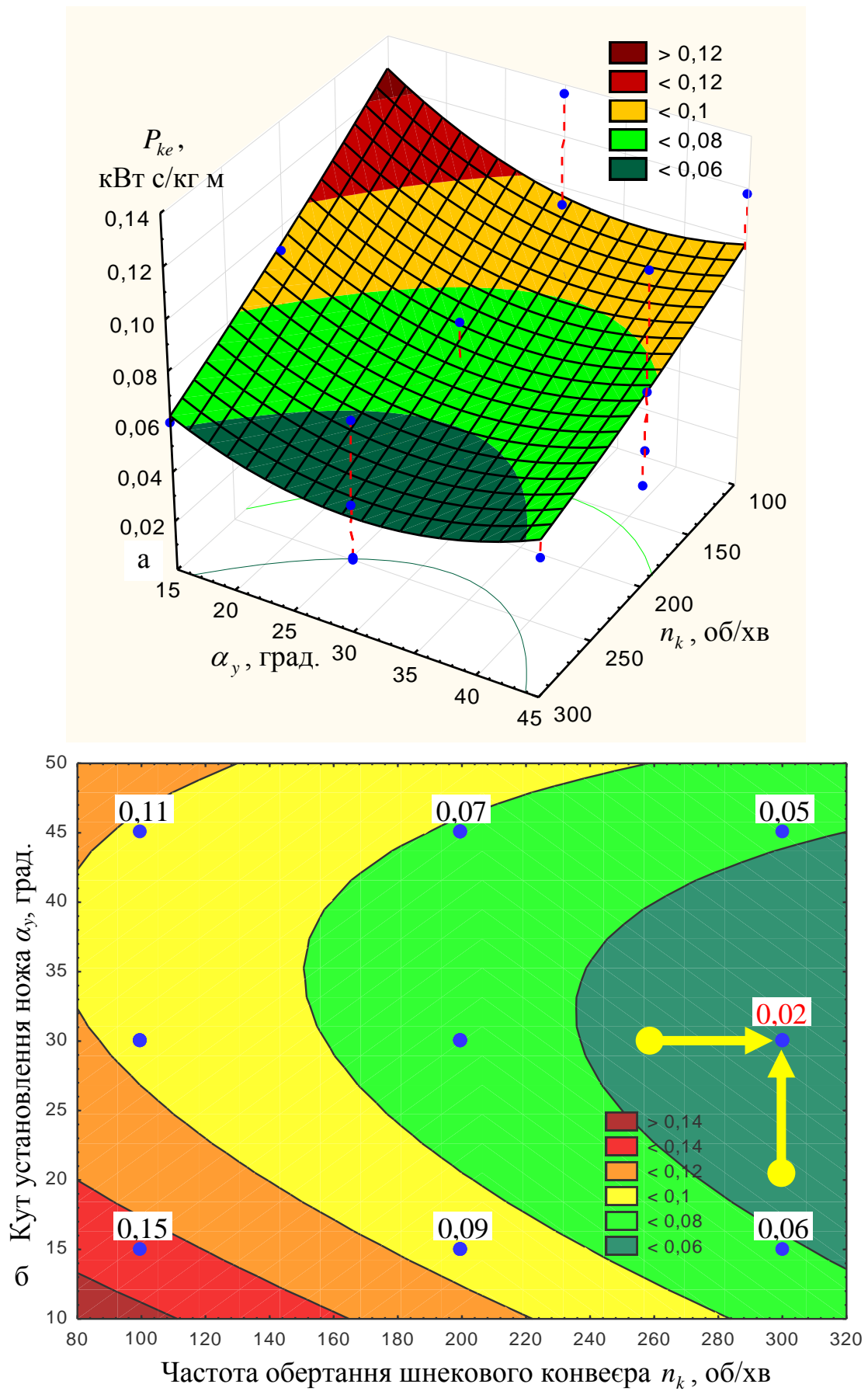


Рисунок 4.12 – Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз (б) поверхні відгуку затрат споживчої потужності P_{ke} як функціонал $P_{ke} = f_P(n_k; \alpha_y)$.

частоти обертання шнекового конвеєра $100 \leq n_k \leq 300$ об/хв; діаметра шнекового конвеєра $0,12 \leq D_k \leq 0,2$ м; кроку першого спірального витка шнекового конвеєра $0,05 \leq T_1 \leq 0,11$ м; кута установлення ножа-подрібнювача $15 \leq \alpha_y \leq 45$ град.

Аналіз триманого рівняння регресії (4.8) та побудованої згідно з ним поверхні відгуку (рис. 4.10а, рис. 4.11а, рис. 4.12а) та її двомірного перерізу (рис. 4.1б, рис. 4.11б, рис. 4.12б) у вигляді функціонала $P_{ke} = f_P(n_k; D_k)$, $P_{ke} = f_P(n_k; T_1)$ і $P_{ke} = f_P(n_k; \alpha_y)$ показує, що основний масив експериментальних значень питомих затрат споживчої потужності P_{ke} знаходиться в межах:

- відносно характеру зміни частоти обертання n_k та діаметра D_k шнекового конвеєра – в межах 0,03...0,16 кВт с/кг м;
- відносно характеру зміни частоти обертання n_k та кроку першого спірального витка T_1 шнекового конвеєра – в межах 0,02...0,12 кВт с/кг м;
- відносно характеру зміни частоти обертання n_k та кута установлення ножа α_y – в межах 0,05...0,13 кВт с/кг м.

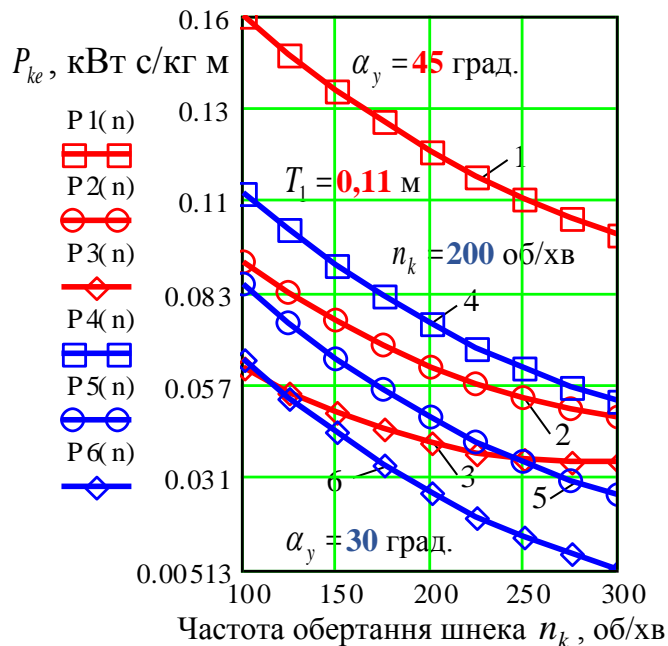


Рисунок 4.13 – Залежність зміни питомих затрат споживчої потужності

P_{ke} удосконаленого ГК як функціонал $P_{ke} = f_P(n_k)$:

1, 2, 3 – $D_k = 0,12; 0,16; 0,2$ м; 4, 5, 6 – $T_1 = 0,05; 0,08; 0,11$ м.

Функціональна зміна питомих затрат споживчої потужності P_{ke} макетного зразка удосконаленого ГК залежно від зміни частоти обертання n_k і діаметра D_k шнекового конвеєра має пропорційний зворотний характер – за збільшення частоти обертання n_k та діаметра D_k шнекового конвеєра питомі затрати споживчої потужності P_{ke} зменшуються пропорційно збільшенню n_k і D_k .

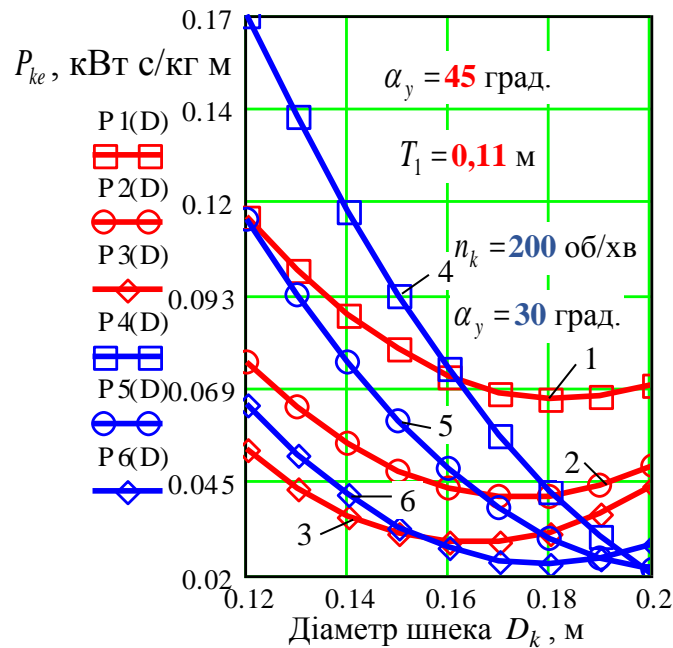


Рисунок 4.14 – Залежність зміни питомих затрат споживчої потужності

P_{ke} удосконаленого ГК як функціонал $P_{ke} = f_p(D_k)$:

1, 2, 3 – $n_k = 100; 200; 300$ об/хв; 4, 5, 6 – $T_1 = 0,05; 0,08; 0,11$ м.

Ці твердження також аналогічні та цілком адекватні характеру зміни питомих затрат споживчої потужності P_{ke} макетного зразка удосконаленого ГК, які описуються залежностями, що наведено на рис. 4.13 і рис. 4.14.

Зворотний характер функціональної залежності зменшення питомих затрат споживчої потужності P_{ke} макетного зразка удосконаленого ГК відносно збільшення частоти обертання n_k та діаметра D_k шнекового конвеєра є прямим наслідком збільшення продуктивності роботи Q_{ke} згідно з (3.30).

При цьому в межах зростання частоти обертання n_k шнекового конвеєра $100 \leq n_k \leq 300$ об/хв питомі затрати споживчої потужності P_{ke} макетного зразка

удосконаленого ГК зменшуються в середньому на 0,03...0,06 кВт с/кг м залежно від відповідного значення діаметра шнекового конвеєра D_k , рис. 4.13.

Домінуючим фактором, який має суттєвий вплив на параметр оптимізації P_{ke} , тобто збільшення якого призводить до значного зменшення питомих затрат споживчої потужності P_{ke} макетного зразка удосконаленого ГК, є діаметр D_k шнекового конвеєра – за збільшення D_k від 0,12 до 0,2 м питомі затрати споживчої потужності P_{ke} зменшуються в середньому на 0,06...0,1 кВт с/кг м.

Найбільш вагоме зменшення питомих затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК відносно збільшення діаметра шнекового конвеєра D_k отримано за значення кроку першого спірального витка $T_1 = 0,05$ м. При цьому питомі затрати споживчої потужності P_{ke} макетного зразка удосконаленого ГК зменшуються в 8,5 раза – від 0,17 кВт с/кг м за значення діаметра шнекового конвеєра $D_k = 0,12$ м до 0,02 кВт с/кг м за значення $D_k = 0,2$ м, крива 4 Р4(D) рис. 4.14.

На основі аналізу двомірного перерізу поверхні відгуку, яку побудовано згідно з рівнянням регресії (4.8) у вигляді функціонала $P_{ke} = f_p(n_k; D_k)$ встановлено, що найменші значення питомих затрат споживчої потужності $P_{ke} = 0,029$ кВт с/кг макетного зразка удосконаленого ГК отримано за значення частоти обертання шнекового конвеєра, що дорівнює $n_k = 300$ об/хв та діаметра шнекового конвеєра рівного $D_k = 0,2$ м, рис. 4.10б.

Аналіз отриманого рівняння регресії (4.8) та побудованої згідно з ним поверхні відгуку (рис. 4.15а, рис. 4.16а, 4.17а) й двомірного перерізу поверхні відгуку (рис. 4.14б, рис. 4.15б, 4.16б) у вигляді функціонала $P_{ke} = f_p(D_k; T_1)$, $P_{ke} = f_p(D_k; \alpha_y)$ і $P_{ke} = f_p(T_1; \alpha_y)$ показує, що основний масив апроксимованих експериментальних значень питомих затрат споживчої потужності P_{ke} макетного зразка удосконаленого ГК знаходиться в межах:

- відносно характеру зміни діаметра D_k та кроку першого спірального витка T_1 шнекового конвеєра – в межах 0,03...0,17 кВт с/кг м;

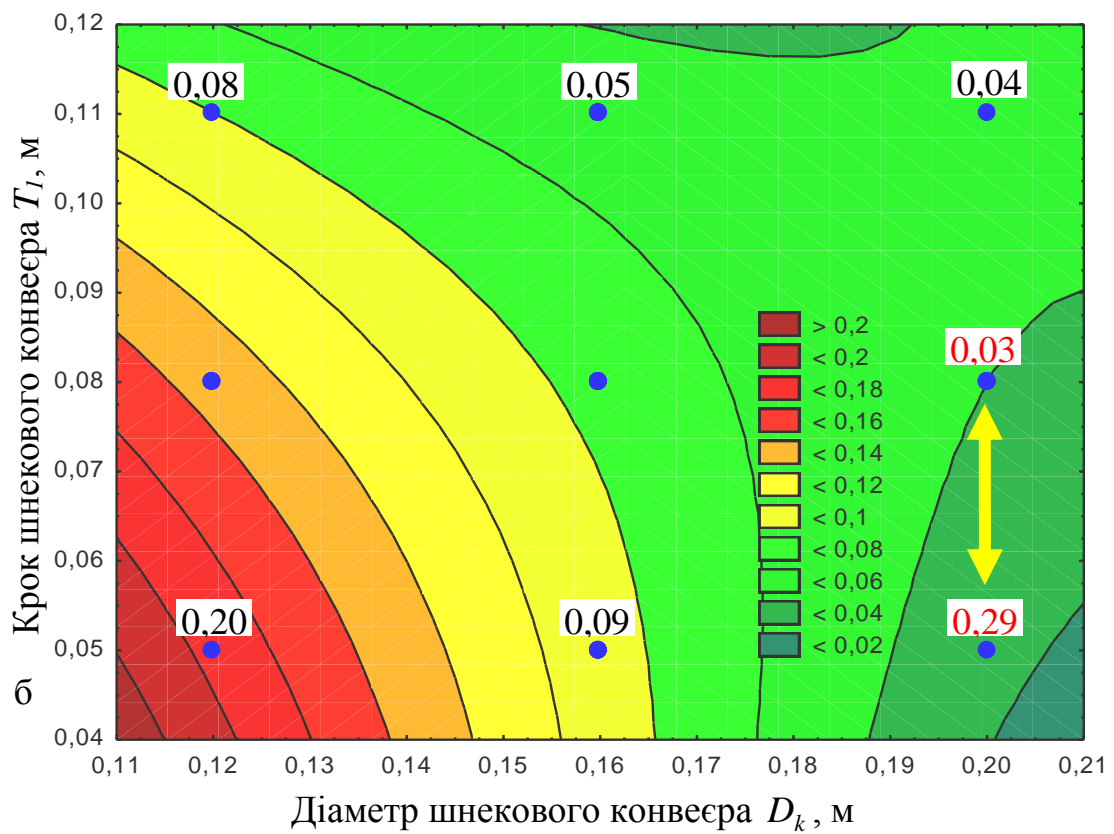
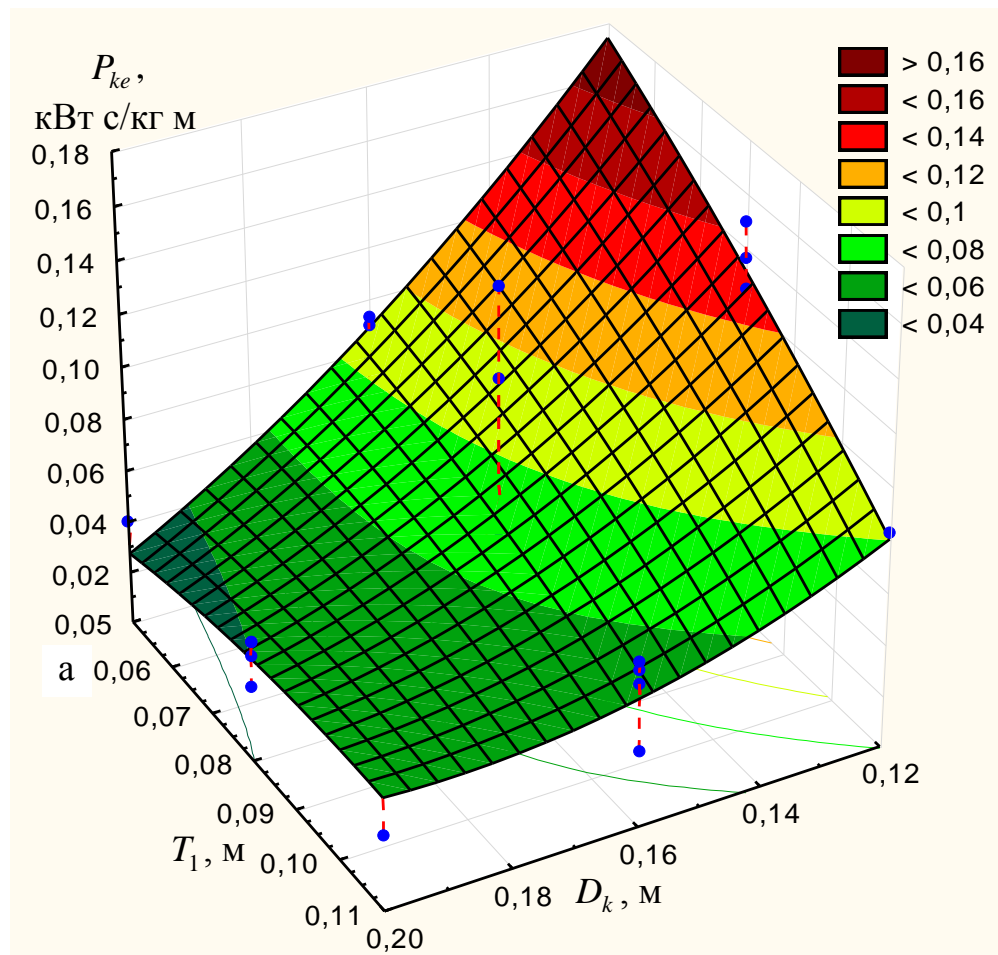


Рисунок 4.15 – Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз (б) поверхні відгуку затрат споживчої потужності P_{ke} як функціонал $P_{ke} = f_P(D_k; T_1)$.

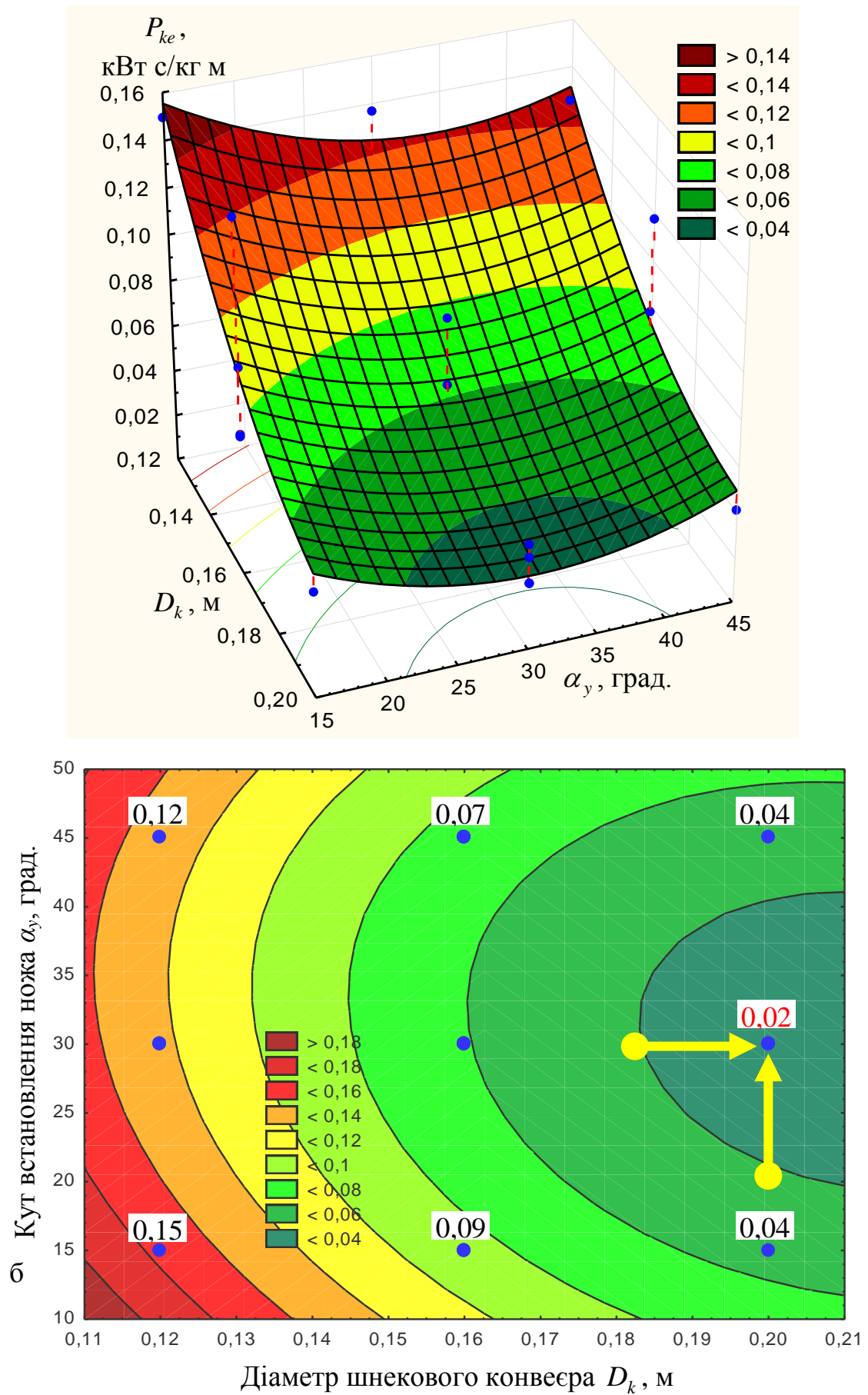


Рисунок 4.16 – Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз (б) поверхні відгуку затрат споживчої потужності P_{ke} як функціонал $P_{ke} = f_P(D_k; \alpha_y)$.

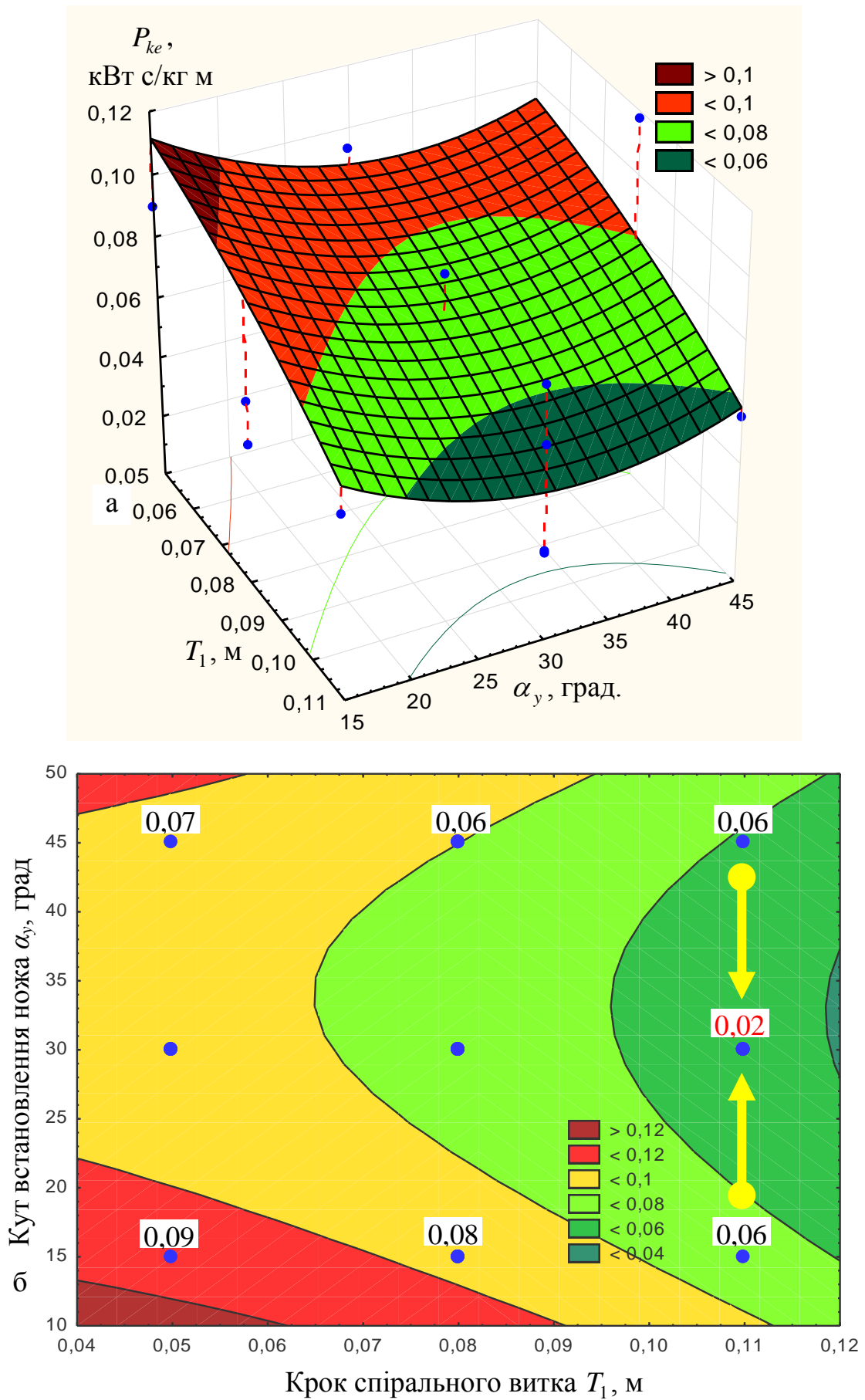


Рисунок 4.17 – Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз (б) поверхні відгуку затрат споживчої потужності P_{ke} як функціонал $P_{ke} = f_p(n_k; D_k)$.

- відносно характеру зміни діаметра D_k та кута встановлення ножа-подрібнювача α_y – в межах 0,025...0,15 кВт с/кг м;

- відносно характеру зміни кроку першого спірального витка T_1 та кута встановлення ножа-подрібнювача α_y – в межах 0,025...0,11 кВт с/кг м.

Функціональна зміна питомих затрат споживчої потужності P_{ke} макетного зразка удосконаленого ГК залежно від кроку першого спірального витка T_1 шнекового конвеєра має зворотний пропорційний характер – за збільшення кроку першого спірального витка T_1 шнекового конвеєра у межах $0,05 \leq T_1 \leq 0,11$ м питомі затрати споживчої потужності P_{ke} зменшуються пропорційно збільшенню T_1 за рахунок збільшення продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК або швидкості осьового переміщення матеріалу шнековим конвеєром.

Ці твердження цілком адекватні характеру зміни питомих затрат споживчої потужності P_{ke} ГК з комбінованим робочим органом, які описуються залежностями, що наведено на рис. 4.18.

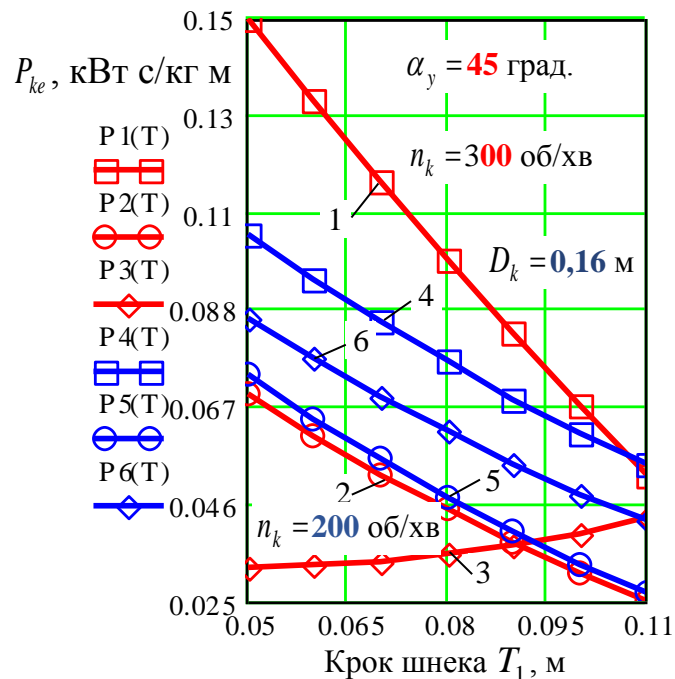


Рисунок 4.18 – Залежність зміни питомих затрат споживчої потужності

P_{ke} удосконаленого ГК як функціонал $P_{ke} = f_p(T_1)$:

1, 2, 3 – $D_k = 0,12; 0,16; 0,2$ об/хв; 4, 5, 6 – $\alpha_y = 15; 30; 45$ град.

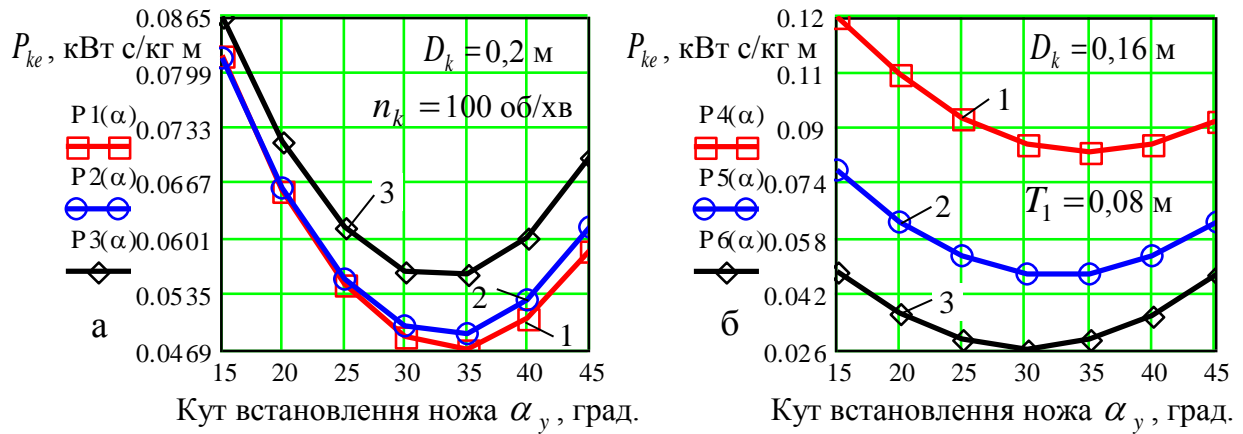


Рисунок 4.19 – Залежність зміни питомих затрат споживчої потужності

P_{ke} удосконаленого ГТ як функціонал $P_{ke} = f_p(\alpha_y)$:

а – 1, 2, 3 – $T_1 = 0.05; 0.08; 0.11$ м; б – 1, 2, 3 – $n_k = 100; 200; 300$ об/хв.

Найбільш вагоме зменшення питомих затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК відносно збільшення кроку першого спірального витка T_1 шнекового конвеєра отримано за значення діаметра шнекового конвеєра $D_k = 0.12$ м. При цьому питомі затрати споживчої потужності P_{ke} макетного зразка удосконаленого ГК зменшуються в 3 рази – від 0,15 кВт с/кг м за $D_k = 0.12$ м до 0,05 кВт с/кг м за діаметра шнекового конвеєра $D_k = 0.2$ м і кута встановлення ножа $\alpha_y = 45$ град., крива 1 P1(T), рис. 4.18.

На основі аналізу двомірного перерізу поверхні відгуку, яку побудовано у вигляді функціонала $P_{ke} = f_p(D_k; T_1)$ (рис. 4.15б) встановлено, що найменші числові значення питомих затрат споживчої потужності макетного зразка удосконаленого ГК $P_{ke} = 0.029 \dots 0.03$ кВт с/кг отримано за кроку першого спірального витка T_1 шнекового конвеєра у межах $0.05 \leq T_1 \leq 0.08$ м та діаметра шнекового конвеєра $D_k = 0.2$ м, що також характерно аналізу кривої 3 P3(T), рис. 4.18.

Функціональна зміна питомих затрат споживчої потужності P_{ke} макетного зразка ГК з комбінованим робочим органом залежно від кута встановлення ножа-подрібнювача α_y має двоякий характер, рис. 4.19:

- за збільшення кута встановлення ножа-подрібнювача α_y у межах від 15 до 30 град. питомі затрати споживчої потужності P_{ke} значно зменшуються – від значення $P_{ke}=0,08...0,086$ до $P_{ke}=0,05...0,056$ кВт с/кг м, тобто питомі затрати споживчої потужності P_{ke} зменшуються у середньому в 1,5 раза;

- подальше збільшення кута встановлення ножа-подрібнювача α_y від 30 до 45 град. призводить до зростання питомих затрат споживчої потужності $P_{ke}=0,058...0,065$ кВт с/кг м, або питомі затрати споживчої потужності P_{ke} зростають в середньому в 1,15 раза.

На основі аналізу двомірного перерізу поверхні відгуку, яку побудовано у вигляді функціонала $P_{ke} = f_p(T_1; \alpha_y)$ (рис. 4.17б) встановлено, що найменші числові значення питомих затрат споживчої потужності макетного зразка удосконаленого ГК $P_{ke}=0,029$ кВт с/кг отримано за кута встановлення ножа $\alpha_y=30$ град. і кроку першого спірального витка T_1 шнекового конвеєра $T_1=0,11$ м та частоти обертання шнекового конвеєра $n_k=300$ об/хв, що також характерно аналізу кривої 3 Р6(α), рис. 4.19б.

Аналіз графічних побудов, які наведено на рис. 4.12, рис. 4.16 і рис. 4.17 показує, що функціональна зміна показника питомих затрат споживчої потужності макетного зразка удосконаленого ГК залежно від дії вхідних змінних факторів, має яскраво виражений оптимум – мінімальні значення функції відгуку, записаної у вигляді функціонала $P_{ke} = f_p(n_k; D_k; T_1; \alpha_y)$, які знаходяться у межах 0,029...0,04 кВт с/кг забезпечуються за значень діапазону зміни частоти обертання шнекового конвеєра $n_k=200...300$ об/хв, діаметра шнекового конвеєра $D_k=0,2$ м, кроку першого спірального витка шнекового конвеєра $T_1=0,08...0,11$ м та кута встановлення ножа $\alpha_y=30$ град.

Провівши оптимізаційний розрахунок рівняння регресії (4.8) за допомогою методу подвійного взяття похідної та згідно з графічними побудовами двомірних перерізів (рис. 4.12б, рис. 4.16б і рис. 4.17б) встановлено, що для даних умов протікання технологічного процесу одночасного транспортування

та подрібнення коренеплодів питомі затрати споживчої потужності P_{ke} макетного зразка удосконаленого ГК набувають мінімальне значення за $n_k = 300$ об/хв, $D_k = 0,2$ м, $T_1 = 0,11$ м, $\alpha_y = 30$ град.

Критерій оптимізації апроксимованого числового значення питомих затрат споживчої потужності P_{ke} макетного зразка удосконаленого ГК, який розрахований за допомогою рівняння регресії (4.8) у цій точці, складає $P_{ke_{min}} = 0,029$ кВт с/кг м.

Таким чином, за результатами проведеного аналізу питомих затрат споживчої потужності P_{ke} макетного зразка удосконаленого ГК можна констатувати, що раціональне функціонування макетного зразка ГК з комбінованим робочим органом у аспекті забезпечення мінімальних питомих затрат споживчої потужності $P_{ke} \rightarrow \min$ досягається за таких параметрів: частота обертання шнекового конвеєра $n_k = 300$ об/хв; діаметр шнекового конвеєра $D_k = 0,2$ м; крок першого спірального витка шнекового конвеєра $T_1 = 0,11$ м; кут встановлення ножа-подрібнювача $\alpha_y = 30$ град.

4.3. Результати польових порівнювальних досліджень удосконаленого та базового гвинтових конвеєрів

Мета проведення порівняльних експериментальних досліджень базового та удосконаленого ГК полягала у встановленні показників технологічної ефективності процесу роботи комбінованого робочого органу (шнекового конвеєра) порівняно з показниками базового ГК.

Лабораторні порівняльні дослідження базового та модернізованого ГК проводили в однакових умовах і згідно з методикою, яку наведено в підрозділі 3.2 розділу 3 дисертаційної роботи.

Визначали коефіцієнт використання номінальної потужності електродвигуна K_z та питомі затрати споживчої потужності P_{ke} порівнювальних ГК під час проведення експерименту й на основі порівняльної характеристики

показників удосконаленого та базового ГК визначали загальну технологічну ефективність процесу транспортування коренеплодів.

За базовий ГК було прийнято ГК 2 (рис. 3.2), у якого з барабана 10 шнекового конвеєра 9 було демонтовано ножі-подрібнювачі 12.

Загальний вигляд фрагменту шнекового конвеєра базового та удосконаленого ГК наведено на рис. 3.14.



Рис. 4.20. Загальний вигляд подрібненого матеріалу для базового ГК.

Загальну технічну характеристику конструктивно-кінематичних параметрів удосконаленого та базового ГК під час проведення порівняльних досліджень наведено в табл. 1.Д10.3 додатка Д10.3.

Коефіцієнт використання номінальної потужності електродвигуна $K_z^{(k)}$ та питомі затрати споживчої потужності $P_{ke}^{(k)}$ удосконаленого ГК встановлювали згідно з результатами визначення питомих затрат споживчої потужності P_{ke} ГК з комбінованим робочим органом, які наведено в табл. 4.3. за відповідно встановлених рівнів вхідних факторів.

Порівняльні дослідження провели для трьох значень частоти обертання шнекового конвеєра порівнювальних ГК – $n_k = 100, 200$ і 300 об/хв.

Перед початком проведення експериментів базового ГК проводили підготовку матеріалу шляхом подрібнення коренеплодів до розмірних параметрів, які забезпечували вільний прохід подрібнених частинок коренеплодів до шнекового конвеєра через завантажувальну горловину бункера. Початкове подрібнення цілих коренеплодів виконували вручну за допомогою ножа.

Загальний вигляд початково-подрібнених коренеплодів для базового ГК наведено на рис. 4.20.

Коефіцієнт використання номінальної потужності електродвигуна $K_z^{(b)}$ базового ГК визначали згідно з числовими значеннями, які фіксувалися осцилографом мультисистемного керуючого пристрою Altivar 71, відображеного на моніторі ПК, а питомі затрати споживчої потужності $P_{ke}^{(b)}$ – згідно з методикою, яку наведено у пункті 3.3 розділу 3 дисертаційної роботи.

За результатами проведеного комплексу теоретично-експериментальних досліджень вибрали основні раціональні конструктивно-кінематичні параметри, які були однаковими для удосконаленого та базового ГК під час проведення порівняльних досліджень: діаметр шнекового конвеєра – 0,2 м; крок першого спірального витка шнекового конвеєра – 0,11 м; кут нахилу транспортера до горизонту – 0.

Загальну технічну характеристику конструктивно-кінематичних параметрів удосконаленого та базового ГК під час проведення порівняльних досліджень наведено в табл. 1.Д10.3 додатка Д10.3.

Таблиця 4.6

Результати експериментальних порівняльних досліджень
удосконаленого та базового ГК

№ експер.	n_k , об/хв	D_k , м	T_1 , м	α_y , град.	Удосконалений ГК			Базовий ГК		
					$Q_{ke}^{(k)}$	$K_z^{(k)}$	$P_{ke}^{(k)}$	$Q_{ke}^{(b)}$	$K_z^{(b)}$	$P_{ke}^{(b)}$
1	100	0,2	0,11	30	0,7	4	0,033	0,72	3,5	0,028
2	200	0,2	0,11	30	1,2	6	0,029	1,23	5,5	0,026
3	300	0,2	0,11	30	1,7	8	0,027	1,75	7,5	0,025

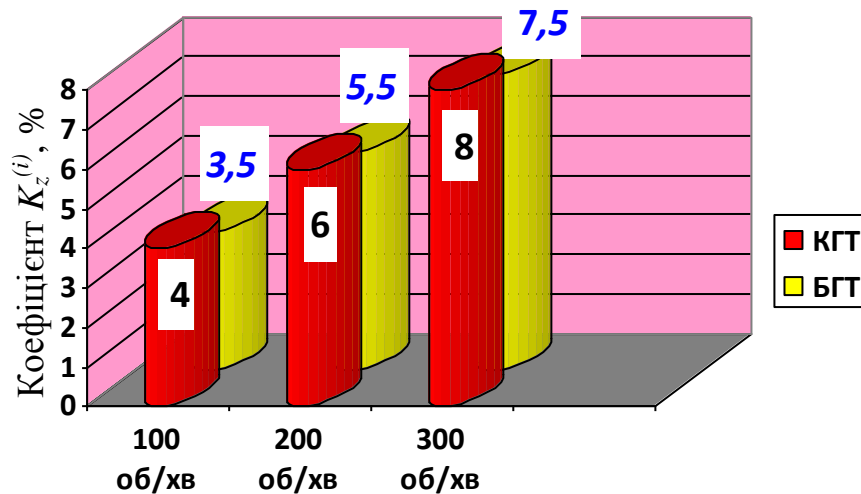


Рисунок 4.21 – Діаграма зміни коефіцієнта використання $K_z^{(i)}$ потужності електродвигуна:

КГТ – удосконаленого ГК; БГТ – базовий ГК.

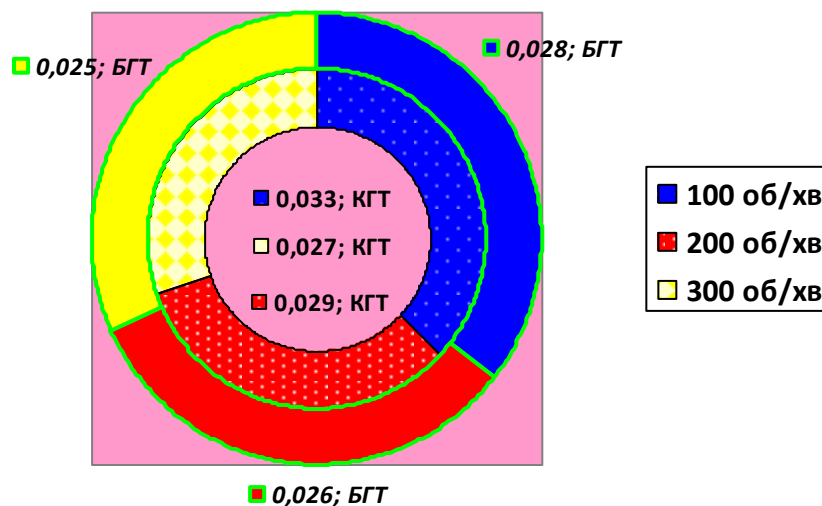


Рисунок 4.22 – Діаграма зміни питомих затрат споживчої потужності: КГТ – удосконаленого ГК; БГТ – базовий ГК.

Результати експериментальних порівняльних досліджень удосконаленого та базового ГК наведено в табл. 4.6.

На рис. 4.21 наведено діаграму, яка характеризує зміну коефіцієнта використання $K_z^{(k)}$ потужності електродвигуна удосконаленого та базового ГК, а на рис. 4.22 – діаграму, яка характеризує зміну питомих затрат споживчої потужності $P_{ke}^{(i)}$ удосконаленого і базового ГК [45].

На основі аналізу отриманих показників коефіцієнта використання $K_z^{(i)}$ потужності електродвигуна, або графічної інтерпретації (рис. 4.21) встановлено, що коефіцієнт використання $K_z^{(i)}$ потужності електродвигуна базового ГК $K_z^{(b)}$ відносно удосконаленого ГК $K_z^{(k)}$ зменшується: в 1,14 раза за $n_k = 100$ об/хв; в 1,08 раза за $n_k = 200$ об/хв; в 1,06 раза за $n_k = 300$ об/хв, а середній показник зменшення коефіцієнта використання потужності електродвигуна базового ГК становить 1,1 раза.

Також на основі аналізу отриманих показників затрат споживчої потужності $P_{ke}^{(i)}$, або графічної інтерпретації (рис. 4.22) встановлено, що питомі затрати споживчої потужності $P_{ke}^{(i)}$ базового ГК $P_{ke}^{(b)}$ відносно удосконаленого ГК $P_{ke}^{(k)}$ зменшується: в 1,18 раза – за $n_k = 100$ об/хв; в 1,12 раза – за $n_k = 200$ об/хв; в 1,08 раза – за $n_k = 300$ об/хв. Середній показник зменшення питомих затрат споживчої потужності базового ГК становить 1,13 раза.

Зменшення питомих затрат споживчої потужності $P_{ke}^{(b)}$ у базового ГК є цілком логічним і закономірним, що пояснюється відсутністю операції подрібнення коренеплодів на відміну від удосконаленого ГК з комбінованим робочим органом.

У загальному аспекті можна констатувати, що питомі затрати споживчої потужності, які необхідні для виконання технологічного процесу одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів, збільшуються порівняно з базовим ГК доволі в незначних межах – в середньому на 0,01 кВт с/кг м.

Таким чином, за результатами проведених теоретично-експериментальних досліджень встановлено основні раціональні параметри макетного зразка удосконаленого ГГ з комбінованим робочим органом: діаметр шнека – 0,2 м; крок першого спірального витка шнека – 0,08...0,11 м; кут встановлення ножа-подрібнювача – 30 град.; приріст кроку – 0,03 м; кількість ножів-подрібнювачів, які встановлено між однією парою суміжних витків – 4 шт.; частота обертання шнека – 200...300 об/хв.

4.4. Висновки до розділу

За результатами проведених експериментальних досліджень можна зробити такі висновки:

4.4.1. Продуктивність роботи Q_{ke} удосконаленого ГК з комбінованим робочим органом становить від 0,11 до 1,6 кг/с за частоти обертання шнека n_k від 100 до 300 об/хв, діаметра шнека D_k від 0,12 до 0,2 м, кроку першого спірального витка шнека T_1 від 0,05 до 0,11 м.

4.4.2. За збільшення діаметра D_k шнека в межах від 0,12 до 0,2 м продуктивність роботи Q_{ke} удосконаленого ГК збільшується в середньому на 0,3...0,4 кг/с, а за збільшення частоти обертання n_k шнека від 100 до 300 об/хв – в середньому на 0,6...0,8 кг/с. Значення приросту продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК у межах збільшення кроку T_1 першого спірального витка шнека від 0,05 до 0,11 м дуже незначне – середнє значення приросту $Q_{e.k}$ знаходиться в межах 0,1...0,15 кг/с.

4.4.3. Розбіжність експериментальних і теоретичних значень продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК знаходиться у межах 5...10 %.

4.4.4. Основний масив апроксимованих експериментальних значень питомих затрат споживчої потужності P_{ke} макетного зразка удосконаленого ГК знаходиться в межах 0,03...0,17 кВт с/кг м. За збільшення діаметра D_k шнека від 0,12 до 0,2 м за кроку T_1 першого спірального витка, що дорівнює 0,05 м питомі затрати споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК зменшуються в 8,5 раза.

4.4.5. За збільшення кута встановлення ножа-подрібнювача α_y у межах від 15 до 30 град. питомі затрати споживчої потужності P_{ke} зменшуються від 0,08...0,086 до 0,05...0,056 кВт с/кг м, або приблизно в 1,5 раза. Подальше збільшення кута встановлення ножа α_y від 30 до 45 град. призводить до зростання питомих затрат споживчої потужності приблизно в 1,15 раза.

4.4.6. Мінімальне значення питомих затрат споживчої потужності удосконаленого ГК, яке знаходиться у межах $0,029...0,04$ кВт с/кг, забезпечується за частоти обертання шнека $n_k = 200...300$ об/хв, діаметра шнека $D_k = 0,2$ м, кроку першого спірального витка шнека $T_1 = 0,08...0,11$ м та кута встановлення ножа $\alpha_y = 30$ град.

4.4.7. За результатами проведених теоретично-експериментальних досліджень встановлено основні раціональні параметри ГК з комбінованим робочим органом: діаметр шнека – $0,2$ м; крок першого спірального витка шнека – $0,08...0,11$ м; кут встановлення ножа-подрібнювача – 30 град.; приріст кроку – $0,03$ м; кількість ножів-подрібнювачів, які встановлено між однією парою суміжних витків – 4 шт.; частота обертання шнека – $200...300$ об/хв.

Основні наукові результати розділу опубліковані у працях [45, 172, 175].

РОЗДІЛ 5

ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

5.1. Етапи вдосконалення та методика обґрунтування параметрів комбінованого робочого органу гвинтового конвеєра

Застосування піднімально-транспортних механізмів для виконання виробничих процесів на підприємствах є суттєвим показником темпів розвитку промисловості народного господарства України.

Подальше вдосконалення технологічних процесів одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів може бути виконано на основі модернізації або розроблення нових комбінованих робочих органів ГК.

Основи модернізації робочих органів або проведення корекції прототипу удосконаленого ГК полягають у:

- досліджені геометрії та кінематичних і динамічних показників завантажувальних і розвантажувальних горловин;
- збільшені шляху транспортування матеріалу за рахунок установавання проміжних підвісних підшипникових опор;
- зменшені матеріаломісткості шнека шляхом застосування безтрубного спірального витка або пустотілого гвинтового шнека;
- удосконалені методології виробництва ГК на основі розроблення ефективних критеріїв якості для оптимізації параметрів комбінованих робочих органів [188];
- збільшені ресурсу та надійності роботи шнека за рахунок виконання спіральних витків на основі застосування нанотехнологій [189, 190].

Усі вказані вище напрямки модернізацій конструкцій шнеків і пристроїв спрямовані на підвищення продуктивності роботи комбінованих ГК шляхом спрощення конструкції, зміни технології виготовлення, введенням допоміжних елементів і механізмів, зміною кінематики та геометрії тощо.

За критерій якості при оптимізації параметрів робочого органу удосконаленого ГК виберемо комплексну величину, що має такі складові:

$$F = \alpha_1 m + \alpha_2 w + \frac{\alpha_3 T_0}{L_{\partial em}} \rightarrow \min, \quad (5.1)$$

де m – приведена матеріаломісткість робочого органу одиничної довжини;

w – енерговитрати на виготовлення робочого органу одиничної довжини;

T_0 – основний час виготовлення робочого органу;

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – коефіцієнти вагомості кожної зі складових, які приймаються за вартістю матеріалу, енерговитратами та затратами праці машини і працівника, або при врахуванні особливостей технологічного процесу, згідно з методом експертних оцінок;

$L_{\partial em}$ – довжина робочого органу.

На основі (5.1) для визначення приведеної матеріаломісткості робочого органу m , основного часу T_0 , приведених енерговитрат w функція мети набуде вигляду

$$\begin{aligned} \Phi = & \alpha_1 \frac{\pi \gamma (2rB + B^2) L_{\text{заг}}}{L_{\partial em}} + \alpha_2 \frac{(L_{\text{заг}} - \Delta L)}{\omega_0 L_{\partial em} \sqrt{(r+B)r}} + \\ & + \alpha_3 \frac{b_{\text{зб}} B^2 H (L_{\text{заг}} - \Delta L) \left(\sigma_{T_0} + \Pi \ln \sqrt{\frac{r+B}{r}} \right)}{L_{\partial em} \sqrt{(r+B)r}} \rightarrow \min \end{aligned} \quad (5.2)$$

За незалежні змінні при оптимізації процесу навивання прийнято ширину B , товщину H заготовки, радіус оправки r , кутову швидкість її обертання під час навивання ω , подачу на крок S_t та довжину заготовки L .

Тобто $x_1 = B$; $x_2 = H$; $x_3 = r$; $x_4 = \omega$; $x_5 = S_t$; $x_6 = L$.

За технологічні обмеження прийнято стійкість смуги при формоутворенні, допустимий коефіцієнт нерівномірності витягування ψ , подача супорта на крок S_t , максимальна швидкість навивання стрічки V_{\max} .

Конструктивні обмеження накладаються на параметри технологічного процесу, виходячи із необхідних розмірів сформованої заготовки за зовнішнім діаметром D , за внутрішнім діаметром заготовки d , за мінімальною кількістю n витків у заготовці, за довжиною деталі L_{dem} та з умови забезпечення функціонального призначення.

Обмеження на властивості міцності заготовки включають забезпечення згинальної міцності витка від нерівномірності моменту навантаження між витками, забезпечення стійкості пакета за технологічного навантаження та врахування обмеження потужності навивання, за зусиллям навивання і за мінімальною кутовою швидкістю обертання шпинделя верстата.

Згідно з прийнятими позначеннями функцію мети запишемо так:

$$F = \alpha_1 \frac{\pi \gamma (2x_1 x_3 + x_1^2) x_6}{L_{dem}} + \alpha_2 \frac{(x_6 - \Delta L)}{x_4 L_{dem} \sqrt{(x_1 + x_3) x_3}} +$$

$$+ \alpha_3 \frac{k x_2 x_1^2 x_4 (x_6 - \Delta L) \left(\sigma_{TO} + \Pi \ln \sqrt{\frac{x_3 + x_1}{x_3}} \right)}{L_{dem} \sqrt{(x_1 + x_3) x_3}} = \min \quad (5.3)$$

Використовуючи метод множників Лагранжа [191] із функції обмеження, складаємо функцію Лагранжа

$$\varphi = f_0 + \sum_{i=1}^{13} u_i f_i \quad (5.4)$$

Згідно з умови Кунна-Такера функцію мети мінімізуємо при $d\varphi(x, u)/dx_j = 0$ та $u_i f_i = 0$.

Визначивши часткові похідні функції мети, часткові похідні функції Лагранжа та провівши аналіз часткових похідних цільової змінної в межах зміни параметрів x_1, \dots, x_6 отримаємо

$$\frac{\partial F}{\partial B} = \frac{\partial F}{\partial x_1} > 0; \quad \frac{\partial F}{\partial H} = \frac{\partial F}{\partial x_2} > 0; \quad \frac{\partial F}{\partial r} = \frac{\partial F}{\partial x_3} < 0; \quad (5.5)$$

$$\frac{\partial F}{\partial \omega} = \frac{\partial F}{\partial x_4} < 0; \quad \frac{\partial F}{\partial S} = \frac{\partial F}{\partial x_5} = 0; \quad \frac{\partial F}{\partial L_3} = \frac{\partial F}{\partial x_6} > 0. \quad (5.6)$$

Можливі розв'язки, які задовольняють умови Кунна-Такера та, відповідно, складеної на цих умовах системи рівнянь, можна отримати оптимальні параметри $x_1 = B$; $x_2 = H$ та $x_3 = r$, які в системах можна виділити незалежно від інших параметрів:

$$x_1 = B = D_0 - d + \delta_3 + \delta_d; \quad (5.7)$$

$$x_2 = H = \frac{B}{c_1 b_{3\theta}} = \frac{D_0 - d + \delta_3 \delta_d}{c_1 b_{3\theta}}; \quad (5.8)$$

$$x_3 = r = \frac{d - \delta_d}{2}. \quad (5.9)$$

Кутову швидкість оправи визначаємо із обмеження, з яких вибирають менші із розрахункових значень

$$\omega = \frac{V_{\max}}{\sqrt{(r+B)r}}; \quad \omega = \frac{4N_{\text{веп}}}{\sigma_s B^2 H}; \quad \omega = \omega_{\min}. \quad (5.10)$$

Подачу притискного ролика вибираємо за даними обмежень у діапазоні

$$H + \Delta H_{\min} < S < H^4 \sqrt[4]{(1+B/r)}. \quad (5.11)$$

При цьому її можемо приймати рівною крайньому верхньому значенню для випадку стабільного процесу навивання і нижньому значенню за критичних значень $b_{3\theta} \geq 18$.

Довжину заготовки визначаємо із умови

$$L_3 = \pi^4 \sqrt[4]{\frac{r^3(r+B)}{H}} L_{\text{дем}} + \Delta L_3. \quad (5.12)$$

Алгоритм визначення оптимальних параметрів технологічного процесу передбачає почерговий перебір різних розрахункових схем і перевірку обмежень з подальшим переходом до розрахункової схеми, для якої обмеження, що не задовольняються, будуть лімітуючими.

Перспектива розроблення удосконалених ГК і досягнення ефективної реалізації вказаних наукових завдань ефективного використання гвинтових транспортних механізмів досягається шляхом аналізу:

- ідентифікації конструктивно-технологічних схем ГК і аспектів їх застосування;
- агрофізичних властивостей матеріалу транспортування, їх розмірно-масових характеристик;
- системних взаємозалежних кінематично-динамічних характеристик технологічного процесу одночасного транспортування та подрібнення матеріалів.

Розширення сфери застосування удосконаленого ГК реалізовано на прикладі подрібнення відходів пінопласту (рис. 5.1) для їх переробки та виробництва панелей, які призначені для утеплення будівель різнопланового використання.



Рисунок 5.1 – Загальний вигляд подрібнених коренеплодів і пінопласту.

Також одним із напрямків реалізації цих положень є удосконалення ГК, конструктивна схема якого наведена на рис. 1.16.

Недоліком даного ГК є значне підвищення енергозатрат на додаткове перемішування та часткове переміщення накопиченої соковитої рідини, яка утворюється під час подрібнення коренеплодів ножами-подрібнювачами.

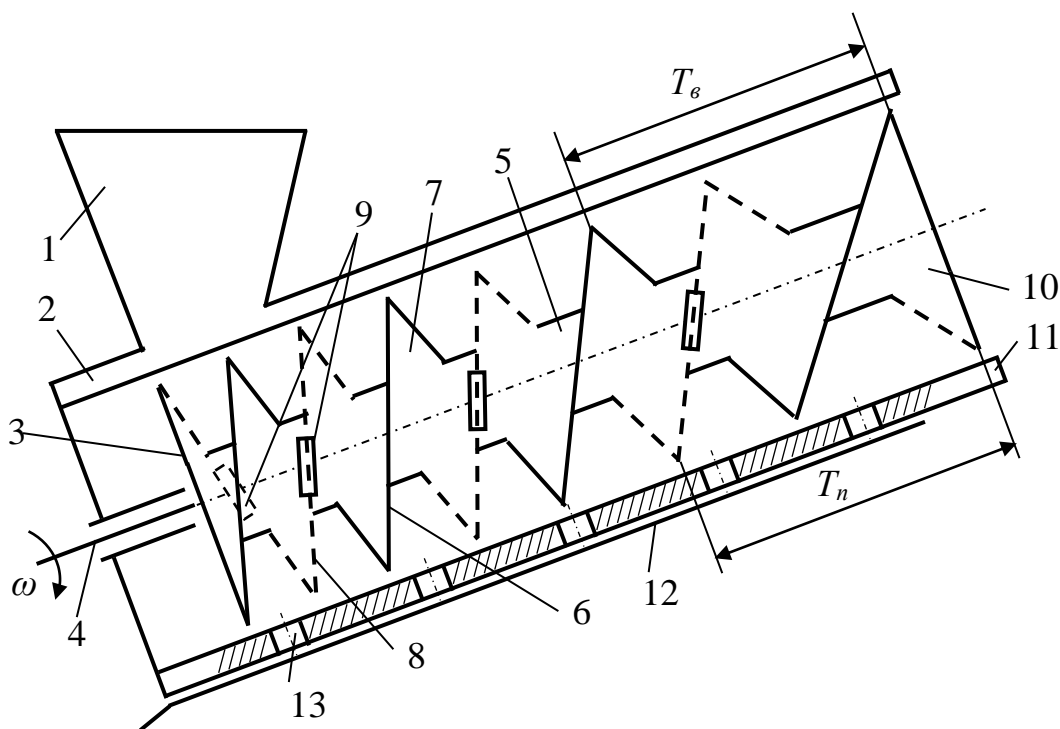


Рисунок 5.2 – Удосконалена конструктивна схема комбінованого ГК:

- 1 – завантажувальний бункер; 2 – напрямна труба; 3 – шнек;
 4 – приводний вал; 5 – барабан; 6 – гвинтова лінія спіральних витків;
 7 – спіральний виток; 8 – гвинтова лінія ножів-подрібнювачів; 9 – ніж-
 подрібнювач; 10 – вивантажувальна частина; 11 – нижня частина
 напрямної труби; 12 – направляючий лоток; 13 – наскрізні отвори.

Крім того, підвищення енергозатрат процесу транспортування також відбувається за рахунок наявної значної сили тертя, яка виникає під час переміщення подрібнених частин коренеплодів по витках і внутрішній поверхні напрямної труби.

Завдання зниження енергозатрат одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів ГК може вирішуватися як шляхом удосконалення технологічного процесу, так і завдяки конструктивному удосконаленню робочих органів.

Удосконалення технологічного процесу одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів полягає в удосконаленні конструктивно-технологічної схеми ГК.

На відміну від ГК, схему якого наведено на рис. 1.16, конструктивне удосконалення полягає в тому, що знизу під нижньою частиною 11 (рис. 5.2) прямої труби 2 та паралельно до неї встановлено направляючий лоток 12, який охоплює нижню частину 11 прямої труби 2.

Нижня частина 11 прямої труби 2, яка співвісна з направляючим лотком 12, має наскрізні отвори 13, які виконано вздовж і впоперек нижньої частини 11 прямої труби 2.

Технологічний процес роботи удосконаленого ГК (рис. 5.2) суттєво не відрізняється від процесу роботи ГК, який наведено на рис. 1.16. Відмінність полягає тільки в тому, що одночасно з транспортуванням та подрібненням коренеплодів ножами-подрібнювачами 9 (рис. 5.2) відбувається значне виділення та накопичення соковитої рідини, яка утворюється під час подрібнення продуктів переробки. При цьому накопичена соковита рідина через наскрізні отвори 13 витікає на направляючий лоток 12, а далі – за призначенням.

Таким чином, наявність отворів 13 дозволяє відводити накопичену соковиту рідину за межі внутрішнього простору прямої труби 2, що значно знижує енергозатрати процесу транспортування подрібненого матеріалу шнеком 3.

Крім того, аналіз процесу роботи ГК з комбінованим робочим органом, результати лабораторних і виробничих досліджень указують на те, що ефективність транспортування подрібнених коренеплодів залежить від багатьох об'єктивних і суб'єктивних факторів: шляху та кута нахилу транспортування, конструктивно-геометричної форми та матеріалу виготовлення робочих органів шнека, режимів роботи транспортних вузлів тощо.

У цьому аспекті перспективним напрямком подальшого удосконалення робочих органів шнека є застосування нанотехнологій для виготовлення спіральних витків і ножів-подрібнювачів з новітніх матеріалів, які значно знижують коефіцієнт тертя коренеплодів по металевих поверхнях і підвищують експлуатаційні показники [189, 190].

5.2. Розрахунок показників економічної ефективності використання удосконаленого гвинтового конвеєра

Техніко-економічний аналіз застосування однотипних транспортних машин і механізмів необхідно проводити комплексно з урахуванням функціонально-технологічних показників роботи ГК [192].

За базу під час розрахунку показників економічної ефективності застосування ГК приймають технологічний процес роботи аналога (базового, або серійного) та модернізованого транспортного механізму, які виконують однотипні операції [192].

У нашому випадку за базовий аналог приймаємо існуючу технологію переробки коренеплодів на корм (додаток Б4.3). При цьому для порівняння економічних показників застосування базового та модернізованого транспортного механізму із загальної технології розглянемо тільки дві проміжні суміжні операції подрібнення та транспортування коренеплодів, які є визначальними.

В існуючій технології ці дві операції виконуються незалежно одна від одної, причому для реалізації кожної операції необхідно використовувати окремий технологічний машинний механізм: для подрібнення коренеплодів – коренерізка; для транспортування подрібнених коренеплодів – ГК (рис. 1.14).

У модернізованій технології ці дві операції виконуються одночасно в складі одного удосконаленого ГК (рис. 1.14).

Тоді згідно з [192, 193] розрахунок порівняльної техніко-економічної ефективності використання модернізованої та базової технології проведемо на основі підрахунку та порівняння загальних експлуатаційних затрат технологічних операцій: на виконання окремих суміжних операцій подрібнення та транспортування коренеплодів; на виконання одночасної операції транспортування та подрібнення коренеплодів.

Річний економічний ефект від використання машин з гвинтовими механізмами можна визначити за відомою формулою [193]

$$E_p = \Pi_{\delta} \left(\Pi_M \frac{1/T_1 + E_n}{1/T_2 + E_n} \right) + \Delta C_c + \Delta K_c \quad (5.13)$$

де Π_{δ} – оптова ціна базового виробу, грн;

Π_M – узагальнений показник технічного рівня нового виробу;

T_1, T_2 – терміни служби (до капітального ремонту) виробів, років;

$E_n = 0,15$ – нормативний коефіцієнт ефективності;

ΔC_c – зміна поточних експлуатаційних затрат споживача, грн;

ΔK_c – зміна відрахувань від супутніх капітальних вкладень споживача, грн.

При цьому складові (5.1) визначаємо за формулою:

- зміна поточних експлуатаційних затрат споживача модернізованої та базової технології

$$\Delta C_c = \frac{C_1 - C_2}{1/T_2 - E_n}, \quad (5.14)$$

де C_1, C_2 – річні експлуатаційні затрати споживача при використанні ним, відповідно, базової і модернізованої технологій, грн;

- зміна відрахувань від супутніх капітальних вкладень споживача

$$\Delta K_c = \frac{E_n (K_{C1} - K_{C2})}{1/T_2 - E_n}, \quad (5.15)$$

де K_{C1}, K_{C2} – супровідні капіталовкладення споживача при використанні ним відповідно базового і нового обладнання, грн;

- супровідні капіталовкладення споживача

$$K_C = K_{\Pi} - \Pi_M (1 + K_{TM}), \quad (5.16)$$

де K_{Π} – повні капіталовкладення, грн;

Π_M – оптова вартість виробу, для нового робочого органу, грн;

K_{TM} – коефіцієнт транспортно-монтажних витрат.

Річні експлуатаційні затрати складаються із суми річних затрат: на трудові ресурси; матеріальні ресурси; енергетичні ресурси; витрати на утримання обладнання.

Під час упровадження модернізованої технології зменшуються затрати на енергетичні ресурси та затрати на утримання обладнання.

Тоді різницю $C_1 - C_2$ річних експлуатаційних затрат споживача при використанні ним відповідно базової і модернізованої технологій підготовки коренеплодів до переробки у формулі (5.2) замінимо на

$$(C_{O2} - C_{O1}) + (C_{E2} - C_{E1}), \quad (5.17)$$

де C_{O1} , C_{O2} – затрати на утримання обладнання базової і модернізованої технологій підготовки коренеплодів до переробки, грн;

C_{E1} , C_{E2} – затрати на енергетичні ресурси для обладнання базової і модернізованої технології підготовки коренеплодів до переробки, грн.

Затрати на енергетичні ресурси для обладнання базової і модернізованої технологій складаються з вартості затраченої електроенергії механізмами, які виконують відповідну технологію.

Тоді затрати на енергетичні ресурси для обладнання базової C_{E1} технології підготовки коренеплодів до переробки дорівнюють

$$C_{E1} = C_{E1}^{(K)} + C_{E1}^{(ГК\delta)}, \quad (5.18)$$

де $C_{E1}^{(K)}$, $C_{E1}^{(ГК\delta)}$ – затрати на енергетичні ресурси коренерізки та базового ГК, грн.

Вартість затраченої електроенергії механізмами з електричним приводом на виконання технологічних операцій визначається за формулою [194]

$$C_E = N T k_1 k_2 C_e, \quad (5.18)$$

де N – потужність електродвигуна, кВт;

$T = 720$ год. – фактична річна кількість годин роботи обладнання;

$k_1 = 0,6 \dots 0,9$ – коефіцієнт використання потужності електродвигуна;

$k_2 > 1$ – коефіцієнт, що враховує втрати енергії в мережі;

$C_e = 1,5$ грн/кВт год – вартість електроенергії станом на 01.01.2017 р. [195].

Вихідні дані для проведення розрахунків експлуатаційних затрат наведено в додатку Ж1.2.

Таблиця 5.1

Показники статей затрат базової та модернізованої технології

Найменування статті затрат	Базова	Модернізована
Затрати на утримання обладнання	C_{O1} , грн	C_{O2} , грн
1. На технічне обслуговування	40	20
2. Поточний ремонт	50	30
3. Капітальний ремонт	70	55
Усього затрат на утримання обладнання	160	105
4. Затрати на енергетичні ресурси:	C_{E1} , грн	C_{E2} , грн
коренерізка+ базовий ГК	518,4+408,3	-
удосконалений ГК	-	570,3
Усього затрат на енергетичні ресурси	926,7	570,3
Усього	1086,7	675,3

Значення показників статей затрат для базової та модернізованої технологій для розрахунку економічної ефективності наведено в табл. 5.1.

Тоді

$$\Delta C_c = [(105 - 160) + (675,3 - 1086,7)] / (1/720) - 0,15 = 3130,2 \text{ (грн);}$$

$$\Delta k_c = 0,15[(105 - 160) + (675,3 - 1086,7)] / (1/720) - 0,15 = 469,5 \text{ (грн).}$$

$$E_p = 8200[1,05] + 3130,2 + 469,5 = 12209,7 \text{ (грн).}$$

5.3. Висновки до розділу

5.3.1. Подальше підвищення технологічних показників ГК можливе за рахунок ідентифікації конструктивно-технологічних схем гвинтових механізмів і аспектів їх застосування.

5.3.2. Результати розрахунку економічної ефективності удосконаленої конструкції комбінованого ГК підтверджують доцільність його практичного використання. При цьому загальний економічний ефект за рік експлуатації машини від зменшення затрат енергії становить 12209,7 грн.

Основні наукові результати розділу опубліковані в працях [188-190].

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вперше вирішено наукове завдання підвищення функціональних можливостей гвинтових транспортних механізмів шляхом розроблення та обґрунтування параметрів гвинтового конвеєра з комбінованим робочим органом.

1. Конструктивний геометричний коефіцієнт знаходиться в межах $0,03...0,07$ залежно від зміни діаметра та кроку шнека за кількості: змінних кроків, що дорівнюють 3; спіральних витків однакового кроку, що дорівнюють 2; ножів-подрібнювачів, які встановлено між парою суміжних витків, що дорівнюють 4.

2. Встановлено, що функціональна зміна коефіцієнта заповнення робочого простору залежно від зміни діаметра та кроку шнека знаходиться в межах $0,87...0,94$, а значний приріст коефіцієнта заповнення спостерігається за значення діаметра шнека понад $0,12$ м. В межах зміни діаметра шнека від $0,12$ до $0,16$ м коефіцієнт заповнення зростає на $0,05$.

3. Теоретична продуктивність роботи гвинтового конвеєра знаходиться в межах $0,07...1,9$ кг/с. Збільшення продуктивності роботи (на $0,7...0,8$ кг/с) відбувається за частоти обертання та діаметра шнека більшими 300 об/хв та $0,2$ м. За значення діаметра шнека менше $0,12$ м збільшення продуктивності незначне (в межах $0,04...0,06$ кг/с) або практично не відбувається.

4. Експериментально встановлено, що продуктивність роботи становить від $0,11$ до $1,6$ кг/с за зміни частоти обертання шнека від 100 до 300 об/хв, діаметра шнека – від $0,12$ до $0,2$ м, кроку першого спірального витка – від $0,05$ до $0,11$ м. При цьому приріст продуктивності роботи зі збільшенням кроку незначний – середнє значення приросту становить $0,01...0,015$ кг/с. Розбіжність експериментальних та теоретичних значень продуктивності роботи знаходиться у межах $5...10$ %.

5. Основний масив апроксимованих значень питомих затрат споживчої потужності гвинтового конвеєра знаходиться в межах $0,03...0,17$ кВт с/кг м. За

збільшення діаметра шнека від 0,12 до 0,2 м питомі затрати споживчої потужності зменшуються в 8,5 раза за кроку першого спірального витка, що дорівнює 0,05 м. За збільшення кута встановлення ножа від 15 до 30 град. питомі затрати споживчої потужності зменшуються приблизно в 1,5 раза. Подальше збільшення кута встановлення ножа від 30 до 45 град. призводить до зростання питомих затрат споживчої потужності приблизно в 1,15 раза.

6. Мінімальне значення питомих затрат споживчої потужності, яке знаходиться у межах 0,029...0,04 кВт с/кг м, отримано за частоти обертання шнека 200...300 об/хв, діаметра шнека 0,2 м, кроку першого спірального витка 0,08...0,11 м та кута встановлення ножа 30 град.

7. За результатами проведених теоретично-експериментальних досліджень встановлено основні раціональні параметри гвинтового конвеєра: діаметр шнека – 0,2 м; крок першого спірального витка – 0,11 м; кут встановлення ножа – 30 град.; приріст кроку – 0,03 м; кількість ножів, які встановлено між однією парою суміжних витків – 4 шт.; частота обертання шнека – 300 об/хв.

8. За результатами порівняльних досліджень встановлено, що питомі затрати споживчої потужності базового, відносно удосконаленого гвинтового конвеєра, зменшується в середньому в 1,13 раза.

Загальний економічний ефект за один рік експлуатації удосконаленого гвинтового конвеєра становить 12209,7 грн. Результати досліджень упроваджено в компанії ПАП «Агропродсервіс» у технологічній лінії для приготування кормів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гевко Ів.Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів: автореф дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук. Львів, 2013. 40 с.
2. Барановський В.М. Механіко-технологічні основи розробки адаптованих коренезбиральних машин : дис. ... докт. техн. наук: 05.05.11. Тернопіль, 2013. 402 с.
3. Гевко І.Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання. Тернопіль : ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. 307 с.
4. Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Пік А.І. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів: [монографія]. Тернопіль : Астон, 2012. 204 с.
5. Турышев В.А. Винтовые конвейеры. Красноярск : Красноярский рабочий, 1970. 20 с.
6. Матухно Н.В. Шнекові транспортні органи зернозбиральних комбайнів. Науковий вісник. Збірник наукових праць Національного аграрного університету. Київ : НАУ, 1998. Вип 9. С. 256–260.
7. Ловейкін В.С., Рогатинська О.Р. Оптимізація режимів роботи гвинтових конвеєрів. Підйомно-транспортна техніка. 2004. № 2. С. 8–15.
8. Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва : дис докт. техн. наук. 05.20.04. Київ, 1997. 425с.
9. Рогатинський Р.М. Дослідження процесів транспортування вантажів мобільними гвинтовими конвеєрами. Науковий вісник. Збірник наукових праць Національного аграрного університету. Київ : НАУ, 1997. Том 1. С. 69–73.
10. Вайсон А.А. Подъемно-транспортные машины. Москва : Машиностроение, 1989. 536 с.
11. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Львов : Высшая школа, 1989. 176 с.
12. Вітровий А. О. Обґрунтування параметрів технологічного процесу

- роботи модульного гвинтового агрегату : дис. ... канд. техн. наук. Луцьк, 1999. 138 с.
13. Теслюк В.В., Барановський В.М., В.В. Теслюк. Наукові передумови техніко-технологічного забезпечення виробництва біопрепарату захисту рослин. Сучасні тенденції розвитку техніки та технологій в агропромисловому виробництві : зб. мат. Всеукр. наук.-практ. конф. Ніжин, 27 жовт. 2016 р. Ніжин, 2016. С. 147–151.
 14. Грицун А.В., Бабин І.А., Сінгаєвський В.П. Оптимізація параметрів робочого процесу мобільного подрібнювача-роздавача грубих кормів. Техніка, енергетика, транспорт АПК. № 3 (95). С. 31–35.
 15. Белянчиков М.М., Смирнов А.І. Механізація тваринництва. Київ : Вища школа. 1980. 375 с.
 16. Baranovsky V.M., Potapenko M.V. Theoretical analysis of the technological feed of lifter root crops. INMATEH–Agricultural Engineering. National Institute of research development for machines and installations designed to Agriculture and food industry. Inma Bucharest, 2017. Vol. 51. No. 1/2017. P. 29–38.
 17. Integra use of bioenergy conversion technologies in agroecosystems / Golub G.A. et al. INMATEH–Agricultural Engineering. National Institute of research development for machines and installations designed to Agriculture and food industry. Inma Bucharest, 2017. Vol. 51. No. 1/2017. P. 93–100.
 18. Звіт про аналіз наявних технічних рішень для виробництва енергії з твердого біопалива [Електронний ресурс]. Інститут місцевого розвитку. 2013. 183 с. URL: <http://www.mdi.org.ua>
 19. Підготовка та впровадження проектів заміщення природного газу біомасою при виробництві теплової енергії в Україні : практичний посібник / За ред. Г. Гелетука. Київ: «Поліграф плюс», 2015. 72 с.
 20. Розвиток та застосування різних видів біоенергетики // Талавири М.П. та ін. Ніжин : Видавець ПП Лисенко М.М., 2012. 180 с.
 21. Методичні рекомендації з проведення передпосівного обробітку ґрунту і сівби насіння енергетичних кормових буряків : метод. рекомендації // Курило В.Л та ін. Київ, 2012. 16 с.

22. Гевко Богдан, Рогатинський Роман. Оптимизация конструктивных параметров шнековых конвейеров. Извещения высших учебных заведений. Москва : Машиностроение, 1987. № 5. С. 109–114.
23. Григорьев А.М., Преображенский П.А. Гибкие шнеки. К. : Знание, 1967. 98 с.
24. Григор'єв О. М., Преображенський П. А. Комплексна механізація і автоматизація вантажно-розвантажувальних і транспортних робіт в машинобудуванні і приладобудуванні. Київ : Наукова думка, 1967. 116 с.
25. Булгаков В.М., Черновол М.И., Свирень Н.А. Теория свеклоуборочных машин : монография. Кировоград, 2009. 256 с.
26. Гевко Р.Б. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів робочих органів бурякозбиральних машин : дис. ... докт. техн. наук: 05.20.01. Київ, 2000. 362 с.
27. Паньків М.Р. Транспортно-сепаруючі робочі органи бурякозбиральних машин. Сільськогосподарські машини. 2000. Вип. 7. С. 108–115.
28. Обґрунтування конструктивних параметрів жолоба очисника коренеплодів / Рамш В.Ю. та ін. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК. 2012. Вип. 170 (1). С. 221–228.
29. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии : учебник для вузов. Ч. 1. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. Москва : Химия, 1995. 400 с.
30. Канепс Я.Я., Ильтерс А.Т., Янсонс Л.П. Исследование технологического процесса раздачи сухого корма на животноводческих фермах. Труды Латвийского НИИМЭСХ. Рига, 1972. Т. 5. С. 47–49.
31. Каптур З.Ф. Исследование и разработка средств механизации транспортирования и дозирования концентрированных кормов в кормоцехах свиноводческих ферм : дис. ... канд. техн. наук. 05.01.20. Минск, 1969. 192 с.
32. Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Дячун А.Є. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів. Тернопіль : ТНТУ ім. І. Пулюя, 2014. 278 с.

33. Любін М.В. Підйомно-транспортні машини. Швидкохідні гвинтові конвеєри. Вінниця: ВЦ ВДАУ, 2005. 36с.

34. Паньків В.Р. Комбинированный транспортер-измельчитель. Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве. Аграрная наука – сельскохозяйственному производству Сибири, Казахстана, Монголии, Беларуси и Болгарии : матер. Междун. науч.-техн. конф. Минск, 19–21 окт. 2016 г. Минск : НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства, 2016. Т. 1. С. 111–115.

35. Адамчук В., Ратушний В., Онищенко В. Завантажувальний пристрій до причепів. Техніка АПК. 1997. № 2. С. 19–20.

36. Оптимізація режимів роботи та конструктивних параметрів вертикальних гвинтових конвеєрів / Рогатинська Л.Р. та ін. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка „Механізація сільськогосподарського виробництва”. 2006. Т.2. № 44. С. 258–264.

37. Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Рогатинська Л.Р. Оптимізація параметрів швидкохідних транспортерів. Вісник інженерної академії України. 2014. № 2. С. 169–175.

38. Герман Х. Шнековые машины в технологии ФРГ. Ленинград : Машиностроение, 1975. 280 с.

39. Григорьев А. М. Винтовые конвейеры. Москва : Машиностроение, 1972. 184 с.

40. Машинобудування України – підприємствам елеваторно-складської, круп'яної та комбікормової промисловості [Електронний ресурс] / Укragро-портал : [сайт]. URL: <http://www.ukragroportal.com/propor/item.htm/>

41. Семяочистительно-сортировальные машины: К 531 Gigant, К 541 Super [Електронний ресурс] / Кампания «PETKUS Technologie GmbH» : [сайт]. URL: <http://www.petkus.de/scripts/angebote/>

42. Машины для предварительной очистки [Електронний ресурс] / Фирма «Schmid-Seeger» : [сайт]. URL: http://www.shcmidt-seeger.com/ru/produkte_aufbereitungstechika6.htm/

43. Зерноочистительные машины: Super Universal Cleaners 100, Fine Cleaners 110, Mega Cleaners 160 [Електронний ресурс] / Компания «CIMBRIA» : [сайт]. – URL: http://www.cimbria.com/grp_products.asp

44. Гевко І., Рогатинський Р., Дячун А. Синтез змішувачів з гвинтовими робочими органами. Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2012. № 16. С. 237–246.

45. Фурса И.И. Исследование процесса смешивания кормов для крупного рогатого скота : автореф дис. на соискание науч. степени кандидата техн. наук. Киев, 1979. 22 с.

46. Часов Д.П. Обоснование параметров шнекового конвейера с дополнительными лопастями для транспортировки стружки : дис. ... канд. техн. наук. 05.05.05. Днепропетровск, 2015. 160 с.

47. Пилипець М., Паньків В. Експериментальні дослідження питомих затрат споживчої потужності комбінованого гвинтового конвеєра. Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2017. № 21. С. 94–108.

48. Серілко Д.Л. Обґрунтування конструкцій та параметрів забірних пристроїв вертикальних гвинтових конвеєрів : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.05. Тернопіль, 2015. 192 с.

49. Адигамов, К.А. Сравнительный анализ производительности и удельных энергозатрат шнековых конвейеров с неподвижным и вращающимся кожухом : в книге «Новые технологии. Образование и наука». Москва : МГУДТ, 2003. с. 3–7.

50. Адигамов К.А., Ширяев В.В. Кинематика работы шнекового конвейера. Известия высших учебных заведений: Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2000. № 3 с. 89–92.

51. Александр Л.М. Теория вертикального шнека. Труды ЦНИИ РФ. Вып. VII. Москва – Ленинград : Речиздат. 1950. С. 27–46.

52. Александров М.П., Решетов Д.Н. Подъемно-транспортные машины. Москва : Машиностроение, 1973. 357 с.

53. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. Москва : Машиностроение, 1974. 503 с.
54. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины : учеб. для машиностроительных. спец. вузов. 6-е изд., перераб. Москва : Высшая школа, 1985. 520 с.
55. Вайсон А.А. Подъемно-транспортные машины строительной промышленности. Атлас конструкций. Москва : Машиностроение, 1989. 136 с.
56. Вайсон А.А. Подъемно-транспортные машины : учебник для вузов по спец. «Строительные и дорожные машины и оборудование» : 3-е изд., перераб. и доп. Москва : Машиностроение, 1975. 432 с.
57. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. Москва : Машиностроение, 1972. 184 с.
58. Григор'єв О.М., Преображенський П.А. Комплексна механізація і автоматизація вантажно-розвантажувальних і транспортних робіт в машинобудуванні і приладобудуванні. Київ : Наукова думка, 1967. 116 с.
59. Желтов В.П. Расчеты специальных винтовых конвейеров. Вестник машиностроения. 1980. №1. С. 30–32.
60. Желтов В.П. Один из способов определения производительности быстроходного шнека. Труды Казанского химико-технологического института им. Кирова. Вып. 35. 1965. С. 278–284.
61. Желтов В.П., Новширванов А.Г. Расчет производительности и мощности вертикального шнека. Труды Казанского химико-технологического института им. Кирова. Вып. 42. 1971. С. 79–88.
62. Зенков Р.Л. Бункерные устройства. Москва : Машиностроение, 1972. 182 с.
63. Зенков Р.Л., Иванков Н.И., Колобов Л.И. Машины непрерывного транспорта. Москва : Машиностроение, 1987. 320 с.
64. Зенков Р. Л. Механика насыпных грузов. Москва : Машиностроение, 1973. 220 с.
65. Красников В.В. Подъёмно-транспортные машины. Москва : Агропромиздат, 1981. 272 с.

66. Красников В.В., Волков Ю.И. Экспериментально-теоретические основы определения производительности винтового транспортера. Механизация погрузочно-разгрузочных и транспортных работ в сельскохозяйственном производстве. Вып. 101. Саратов. 1977. С. 67–81.

67. Красников В.В. Красников В. В. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве. Москва : Колос, 1973. 464 с.

68. Машины непрерывного транспорта / под ред. В.И. Плавинского. М.: Машиностроение, 1969. 719 с.

69. Преображенский П.А. Транспортирование порошкообразных и мелкозернистых материалов гибким шнеком : автореф. дис. канд. техн. наук. 05.05.05. Казань, 1964. 19 с.

70. Преображенский П.А., Григорьев А.М. Расчет и конструирование гибких винтовых конвейеров. Вестник машиностроения. 1969. № 6 С. 37–45.

71. Преображенский П.А., Григорьев А.М. Транспортирование материалов гибким шнеком. Вестник машиностроения. 1969. № 6. С. 29–33.

72. Рудь А., Олигов Ю. Метод выбора рационального угла наклона шнековой лопасти винтового конвейера. Известия высших учебных заведений : Северо-Кавказский регион : технические науки. 2011. № 5. С. 55–57.

73. Штремель Т. Х. Грузоподъемные машины. Москва : Высшая. школа, 1980. 304 с.

74. Адамчук В., Ратушний В., Онищенко В. Універсальний агрегат до самохідного шасі. Техніка АПК. 1998. № 2. С. 22.

75. Адамчук В.В., Булгаков В.М., Іванишин В.В. Про розробку і створення в Україні сільськогосподарських машин сучасного рівня. Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: технічні науки. 2012. Вип. 11. Т. 2 (66). С. 8–14.

76. Василенко П.М. Динамические предпосылки определения параметров шнековых транспортеров // Докл. ВАСХНИЛ. 1970. № 7. С. 32–34.

77. Василенко П.М. Об уравнениях транспортировки частиц в сопротивляющихся средах // Докл. ВАСХНИЛ. 1970. № 4. С. 16.

78. Механізми з гвинтовими пристроями : монографія / Гевко Б.М. та ін. [за редак. Б.М. Гевка]. Львів : Світ , 1993. 208 с.
79. Теоретичні основи машинобудування : навчальний посібник / Гевко Б.М. та ін. Тернопіль : ТНТУ, 2011. 204 с.
80. Технологія сільськогосподарського машинобудування : підручник для вищих технічних закладів України / Гевко Б.М. та ін. Тернопіль : ФОП Паляниця В.А., 2015. 420 с.
81. Гевко Б.М., Мельничук А.Л., Шуст І.М. Дослідження технологічного процесу транспортування сипких матеріалів широко-універсальним шнековим транспортером. Вісник ТНТУ. 2015. Том 79. № 3. С. 143–148.
82. Гевко І.Б., Гевко Б.М. Управління процесом розробки і освоєння виробництва нових виробів: підручник. Тернопіль: ТНТУ ім. І. Пулюя, 2015. 200 с.
83. Hevko R.B., Klendiy O.M. The investigation of the process of a screw the conveyer safety device actuation. INMATEH–Agricultural Engineering. National Institute of research development for machines and installations designed to Agriculture and food industry. Inma Bucharest, 2014. Vol. 42. No. 1/2014. Pg. 55–60.
84. Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Пік А.І. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів : монографія. Тернопіль: Астон, 2012. 204 с.
85. Development and investigation of reciprocating screw with flexible helical surface / Hevko R.B., et al. INMATEH–Agricultural Engineering. National Institute of research development for machines and installations designed to Agriculture and food industry. Inma Bucharest, 2015. Vol.46. No. 2/2015. Pg. 133–138.
86. Hevko R.B., Klendiy M.B., Klendiy O.M. Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyer. INMATEH–Agricultural Engineering. National Institute of research development for machines and installations designed to Agriculture and food industry. Inma Bucharest, 2016. Vol. 48. No.1/2016. Pg. 29–34.
87. Груздев И.Э., Мирзоев В.Г., Янков В.И. Теория шнековых устройств. Ленинград : Машиностроение, 1987. 164 с.

88. Зуев Ф.Г., Лотков Н.А., Полухин А.И. Подъемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий. М.: Колос, 1978. 264 с.
89. Кукта Г.М. Технология переработки и приготовления кормов. М.: Колос, 1978. 156 с.
90. Корнеев Г.В. Транспортёры и элеваторы сельскохозяйственного назначения. Теория и проектирование. Москва-Киев : Машгиз, 1961. 261 с.
91. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Аналіз та синтез режимів руху механізмів вантажопідйомних машин : монографія. Київ : ЦП «Компринт», 2012. 299 с.
92. Ловейкін В.С., Рогатинська О.Р. До розрахунку швидкохідних гвинтових конвеєрів. Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Вип. 21. Мелітополь: ТДАТА, 2004. С. 130–141.
93. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Теорія технічних систем : навч. посібник для студентів спеціальності 133-Галузеве машинобудування. Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ : ЦП «Компринт», 2017. 292 с.
94. Михайлов С.Н. Транспортирование сыпучих материалов односпиральным гибким шнеком : автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук : 05.20.04. Казань : КХТИ им. С. М. Кирова, 1971. 26 с.
95. Пилипець М. І., Гурик О. Я. Дослідження процесу транспортування і змішування сипких матеріалів шнеково-лопатеvim агрегатом. Збірник наукових праць Національного аграрного університету. «Механізація сільськогосподарського виробництва». Київ : Вид-во НАУ. 2000. Т. IX. С. 206–214.
96. Пилипець М.І. Технологічні основи очистки і сортування коренеплодів. Збірник наукових праць Національного аграрного університету. Механізація сільськогосподарського виробництва. 1998. Т. 4. С. 354–367.
97. Пилипець М.І. Науково-технологічні основи виробництва навивних заготовок деталей машин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук : 05.03.01. Львів, 2002. 35с.
98. Ревенко І.І., Брагинець М.В., Ребенко В.І. Машины та обладнання для тваринництва. Київ : Кондор, 2009. 731 с.

99. Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів із сировиною сільськогосподарського виробництва : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук : 05.05.05. Київ, 1997. 52 с.

100. Рогатинський Р.М. Гевко І.Б., Дячун. А.Е. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів : монографія. Тернопіль : Вид-во ТНТУ ім. Івана Пулюя, 2014. 280 с.

101. Рогатинський Р., Гевко І. Оптимізація швидкохідних гвинтових конвеєрів за енергоємністю [Електронний ресурс] // ТНТУ : [сайт]. 2013. 20 с. URL: <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/123456789>

102. Розум Р. І. Розробка конструкцій та обґрунтування параметрів гвинтових самозавантажувальних пристроїв : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль. 2005. 157 с.

103. Ромасевич Ю.О. Оптимізація перехідних режимів руху вантажного візка прольотних кранів: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.05. Київ, 2010. 22 с.

104. Ромасевич Ю.О., Ловейкін В.С. Розробка програмного забезпечення для керування рухом вантажопідйомних кранів. Машинобудування : збірник наукових праць. 2014. № 14. С. 31–38.

105. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. Москва : Машиностроение, 1968. 504 с.

106. Сторожук І.М. Обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів шнекового конвеєра гичкозбирального модуля. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2016. Вип. 251. С. 323–333.

107. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле : под ред. Григолюка Э. И.; [пер. с англ. Л.Г. Корнейчука]. Москва : Машиностроение, 1985. 472 с.

108. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. Киев : Изд-во УСХА, 1992. 240 с.

109. Штуков Н.К. Влияние параметров шнека на осевую скорость транспортируемого материала : автореферат дис. на соискание уч. степени

канд. техн. наук : 05.05.05. Харьков, 1969. 22 с.

110. Штуков Н.К., Григорьев А.М. Варианты уравнений для исследования осевого перемещения частиц в шнеках. Исследования по механизации и электрификации сельского хозяйства. Труды Украинской СХА. Киев, 1968. С. 94–105.

111. Янчин С.К., Обертышев А.И. Коэффициент заполнения винтовых транспортеров. Механизация и электрификацию сельского хозяйства. 1970. № 3. С. 40–41.

112. Storozhuk I.M., Pankiv V.R. Research results of harvesting haulm remnants of root crops. INMATEH–Agricultural engineering. National Institute of research development for machines and installations designed to Agriculture and food industry. Inma Bucharest. 2015. Vol. 46. No. 2/2015. Pg. 101–108.

113. Сторожук І.М., Паньків В.Р. Розробка конструктивно-технологічної схеми удосконаленої гичкозбиральної машини. Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». 2015. Вип. 51. С. 191–195.

114. Дослідження продуктивності транспортерно-гвинтового доочисника / В.М. Барановський та ін. Науковий вісник НАУ. 2005. Вип. 2. Част. 2. С. 407–416.

115. Булгаков В.М. Совершенствование технологического процесса и машин для уборки корнеплодов свеклы : автореф. дис. на соискание уч. степени докт. техн. наук в форме научного доклада : спец. 05.20.11. Москва, 1993. 61 с.

116. Механізми з гвинтовими пристроями / Гевко Б.М. та ін. Львів : Світ, 1992. 380 с.

117. Гевко Б.М., Вивюрка Н.Є. Конструктивно-технологічні схеми сепараційних робочих органів бурякозбиральних машин. Вісник Тернопільського державного технічного університету. 2000. Т. 5. № 3. С. 28–33.

118. Гевко Р.Б. Викопувально-очисні пристрої бурякозбиральних машин: конструювання і розрахунок. Тернопіль : Поліграфіст, 1997. 120 с.

119. Nevko R.B., Dzyura V.O., Romanovsky R.M. Mathematical model of the pneumatic-screw conveyor screw mechanism operation. INMATEH–Agricultural engineering. National Institute of research development for machines and installations designed to Agriculture and food industry. Inma Bucharest, 2014. Vol. 44. No. 3/2014. Pg. 103–110.

120. Гевко Р.Б. Обґрунтування конструктивних параметрів сепаруючих поверхонь із умови не пошкодження коренеплодів. Збірник наукових праць Національного аграрного університету. Механізація сільськогосподарського виробництва. 1999. Т. VI. С. 20–26.

121. Динамічний аналіз взаємодії коренеплоду з рифом еліпсного вальця / Паньків М.Р. та ін. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. 2003. Вип. 33. С. 234—241.

122. Паньків М.Р. Транспортно-сепаруючі робочі органи бурякозбиральних машин. Сільськогосподарські машини. 2000. Вип. 7. С. 108–115.

123. Паньків М.Р., Гевко І.Б. Експериментальні дослідження сепарації вороху коренеплодів кулачково-вальцьовим очисником. Науковий вісник Національного аграрного університету. 2002. Вип. 80. С. 253–262.

124. Пилипець М.І. Технологічні основи очистки і сортування коренеплодів. Збірник наукових праць Національного аграрного університету. Механізація сільськогосподарського виробництва. 1998. Т. 4. С. 354–367.

125. Дослідження очисників-сортувальників створених на основі профільних навитих заготовок / Пилипець М.І. та ін. Сільськогосподарські машини. 2001. Вип. 8. С. 197–204.

126. Пилипець М.І., Гевко І.Б., Паньків М.Р. Визначення кінематичних і технологічних параметрів кулачкових транспортно-технологічних систем машин. Вісник Тернопільського державного технічного університету. 2000. Т. 3. № 4. С. 70–77.

127. Погорелый Л.В., Татьянко М.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. Киев : Феникс, 2004. 232 с.

128. Погорелый Л.В. Научно-методические принципы обоснования и прогнозирования направлений развития сельскохозяйственной техники нового поколения и гибкие технологические системы. Науковий вісник Національного аграрного університету. 1999. – Т VI. – С. 9–19.

129. Погорілий Л.В. Сучасні проблеми землеробської механіки і машинознавства при створенні сільськогосподарської техніки нового покоління Механізація сільськогосподарського виробництва. 2003. Вип. 20. С. 10–26.

130. Рогатинський Р.М. Силова взаємодія коренебульбоплодів із робочими органами шнекових очисників. Науковий вісник Національного аграрного університету. 1997. Т. 1. С. 98–103.

131. Рогатинський Р.М. Моделювання процесів взаємодії шнекових робочих органів із коренебульбоплодами. Науковий вісник Національного аграрного університету. 1997. Т. 1. С. 103–108.

132. Рогатинський Р.М. Дослідження процесів транспортування вантажів мобільними гвинтовими конвеєрами. Збірник наук праць Національного аграрного університету. «Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування». 1997. Т. 1. С. 69–73.

133. Рогатинський Р.М. Теоретичне обґрунтування процесів транспортування сільськогосподарських матеріалів шнековими механізмами. Збірник наук праць Національного аграрного університету. «Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування». 1997. Т. 1. С. 19–21.

134. Соколов А.Я. Транспортирующие и перегрузочные машины для комплексной механизации пищевых производств Москва : Пищевая промышленность, 1964. 214 с.

135. Татьяна Н.В. О вероятностном методе оптимизации систем сельскохозяйственного производства. Труды ВИСХОМ, УкрНИИСХОМ. 1986. С. 11–20.

136. Шабельник Б.П. Разработка технологического процесса очистки корнеплодов и создание конвейеров-очистителей свеклоуборочных машин : автореф. дис. на соискание уч. степени докт. техн. наук : 05.20.11. Ростов-на-Дону, 1986. 41 с.

137. Шабельник Б.П. Теорія і практика обґрунтування параметрів робочих органів бурякозбиральних машин. Харків, 2001. 314 с.

138. Zuckerrüben–Erntesystem sechsreihig: Köpfroder KR 6-II. / Franz Kleine, Maschinenfabri K GmbH Co, 1987. 4 s.

139. Fechler P. Hinweise und Erfahrungen zur Senkung der Ernte-verluste beim Kopfen von Zuckerruben mit dem Kopflader. Landtechnik Information. 1977. Vol. 16. № 10. Pg. 170–172.

140. Mindin R.D. Calculation of mass descriptions of root crops / Proc. First. at. Cong. Appl. Mech. Chicago. 2003. Pg. 25–30.
141. Fernandez J. Cleary P., Mc. Bride W. Effect of screw design on hopper draw down by a horizontal screw feeder : seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries CSIRO (Melbourne, Australia, 9-11 December 2009).
142. Rehkgler Gerald E. Screw conveyors – state of the art. Trans. ASAE. 1967. № 5. Pg. 615–618, 621.
143. Серілко Д.Л. Обґрунтування конструкцій та параметрів забірних пристроїв вертикальних гвинтових конвеєрів : дис. ... на здобуття наук. ступеня канд техн. наук : 05.05.05. Тернопіль, 2015. 192 с.
144. Широ И.В., Сахаров В.А. Феноменологическая теория быстрых движений гранулированной среды, основанная на методах статистической механики. Теоретические основы химической технологии. 1987. № 5. Т. 21. С. 661.
145. Nilsson L.G. On the vertical screw conveyor for non- cohesive bulk materials. Acela polytechnic Scandinavia. Stockholm, 1971. 96 pg.
146. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчёт подъёмно-транспортных машин. Киев : Выща школа, 1988. 426 с.
147. Хозина П. И. О коэффициенте наполнения винтовых транспортеров. Журнал Саратовского института механизации сельского хозяйства. 1965. № 31. С. 60–67.
148. Машины и аппараты пищевых производств : учебник для вузов / под ред. В.А. Панфилова. Москва : Высшая школа, 2001. 703 с.
149. Керженцев В.А., Перова Н.В. Повышение точности расчетов шнековых конвейеров путем переопределения независимой переменной (аргумента). Научный вестник НГТУ Science Bulletin of the NSTU. 2015. Т. 61. № 4. С. 48–62.
150. Юзов В.И. Исследования процесса загрузки винтового конвейера для портовых перегрузочных машин : дис. ... на соискание науч. степени канд. тех. наук. Ленинград, 1985. 188 с.

151. Юзов В.И. Результаты экспериментальных исследований винтового конвейера с высокой степенью заполнения транспортирующей системы. Сборник научных трудов Ленинградского института водного транспорта. 1985. Вып. 139. С. 122–127.

152. Часов Д.П. Визначення рівняння поверхні додаткової лопаті шнекового конвеєру. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2016. № 5/1 (83). С. 45–50.

153. Паньків В.Р. Удосконалений комбінований гвинтовий транспортер-подрібнювач : мат. XX наук. конф. Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя. Тернопіль, 17-18 трав. 2017 р. Тернопіль : ТНТУ, 2017. С. 42–43.

154. Гевко Р.Б., Данильченко М.Г., Вовк І.В. Гвинтовий транспортер-подрібнювач : декл. пат. на корисну модель 59289 А Україна. № 20021210512 ; заявл. 24.12.2002; опубл. 15.08.2003. Бюл. № 8. 4 с.

155. Паньків В.Р., Пилипець М.І., Барановський В.М., Дубчак Н.А. Комбінований гвинтовий транспортер : пат. на корисну модель 113936 Україна. № 201607392 ; заявл. 07.07.2016 ; опубл. 27.02.2017. Бюл. № 4. 3 с.

157. Идентификация процесса разработки адаптированной корнеуборочной машины / Дубровин В. та ін. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and argil-food industry machinery. Lublin-Rzeszow, 2013. Vol. 15. № 3. С. 243–255.

158. Feasibility study of mixture transportation and stirring process in continuous-flow conveyors / R.B. Hevko, B.O. Yazlyuk, V.R. Pankiv et al. INMATEH–Agricultural engineering. National Institute of research development for machines and installations designed to Agriculture and food industry. Inma Bucharest, 2017. Vol. 51. No. 1/2017. Pg. 47–58.

159. Hevko R.B. Development and investigation of reciprocating screw with flexible helical surface / Hevko R.B. et al. INMATEH–Agricultural engineering. National Institute of research development for machines and installations designed to

- Agriculture and food industry. Inma Bucharest, 2015. Vol. 46. No. 2/2015. Pg. 133–138.
160. Гевко Р.Б. Залуцький С.З. Розробка конструкції шнека з еластичною гвинтовою поверхнею та результати її експериментальних досліджень. Вісник Інженерної академії України. Київ, 2015. № 1. С.242–247.
161. Рогатинський Р. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями. Вісник ТНТУ. 2012. № 3 (67). С. 197–210.
162. Паньків В.Р. Теоретична модель функціонування гвинтового транспортера. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. 2017. Вип. 47. Ч. 1. С. 84–90.
163. Паньків В.Р. Математична модель процесу транспортування матеріалу комбінованим гвинтовим транспортером. Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки : мат. XI Міжн. наук.-практ. конф. Кропивницький, 1-3 лист. 2017 р. Кропивницький : ЦНТУ, 2017. С. 75–77.
164. Ярошенко В.Ф., Білоножко В.М., Петровський В.В. Уточнення коефіцієнта заповнення міжвиткового простору горизонтального гвинтового транспортера. Науковий вісник Національного аграрного університету. 2002. Вип. 49. С. 380–384.
165. Pankiv V.R., Tokarchuk O.A. Investigation of constructive geometrical and filling coefficients of combined grinding screw conveyor. INMATEH–Agricultural engineering. National Institute of research development for machines and installations designed to Agriculture and food industry. Inma Bucharest. 2017. Vol. 51. No. 1/2017. Pg. 59–68.
166. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся ВТУЗОВ. Москва : Наука. 1981. 720 с.
167. Паньків В.Р. Уточнення коефіцієнта заповнення комбінованого гвинтового транспортера. Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доп. VI Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів. Тернопіль 16-17 лист. 2017. Тернопіль : ТНТУ, 2017. Т. 1. С. 196–197.

168. Паньків В.Р. Аналітичні дослідження продуктивності комбінованого гвинтового транспортера-подрібнювача. Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доп. V Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів. Тернопіль 17-18 лист. 2016. Тернопіль : ТНТУ, 2016. Т.1. С. 302–303.

169. Pankiv Vitalii. Throughput capability of the combined screw chopper conveyor. Вісник Тернопільського національного технічного університету. 2017. № 1 (85). С. 69–79.

170. Хайлис Г.А.. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. Киев : УСХА, 1992. 240 с.

171. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку : підручник / Войтюк Д.Г. та ін. – Київ : Вища освіта, 2005. – 446 с.

172. Пилипець М.І., Паньків В.Р. Теоретично-експериментальні дослідження продуктивності комбінованого гвинтового транспортера-подрібнювача. Фізичні та комп'ютерні технології : мат. XXII Міжн. наук.-практ. конф. Харків, 7-9 груд. 2016 р. Харків : Д. : ЛПРА, 2016. С. 257–260.

173. Гевко Р.Б., Клендій О.М. Методика проведення досліджень шнекового транспортера із за-побіжним пристроєм. Сільськогосподарські машини. Вип. 24. Луцьк : ЛНТУ, 2013. С. 67 – 75.

174. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики : учеб., том II. : Динамика, 3-е изд., исправл. Москва : Наука, 1985. 496 с.

175. Паньків В.Р. Аналіз процесу транспортування матеріалу комбінованим гвинтовим транспортером. Наукові доповіді Національного університету біоресурсів і природокористування України : електрон. наук. фаховий журнал. 2017. № 5 (69). URL: <http://nd.nubip.edu.ua>

176. Шенк А. Общая методика планирования и проведения экспериментов : пер. с англ. Москва : Колос, 1985. 185 с.

177. Крутов В.И. Попов В.В. Основы научных исследований : [под ред. Крутова В.И.]. Москва : Высшая школа, 1989. 363 с.

178. Адлер Ю.П., Марков Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. Москва : Наука, 1976. 279 с.

179. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта. Москва : Колос, 1979. 415 с.
180. Мельников С.В., Алешкин В.Р., Рошин П.М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов : [2-е изд., перераб. и доп.]. – Л. : Колос. Ленингр. отд-ние, 1980. 168 с.
181. Пилипець М.І., Паньків В.Р. Методологія проведення експериментальних досліджень комбінованого гвинтового транспортера. Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». 2017. Вип. 60. С. 187–192.
182. Бабицкий Л.Ф., Булгаков В.М., Войтюк Д.Г. Основы научных исследований. Киев : Издательство НАУ, 1999. 205 с.
183. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментальных исследований и обработки данных. Москва : Колос, 1973. 159 с.
184. Василенко П.М., Погорелый Л.В. Основы научных исследований. Механизация сельского хозяйства. Киев : Вища школа, 1985. 266 с.
185. Новик Ф.С., Арсов Я.Б. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов. Москва : Машиностроение, София : Техника, 1980. 304 с.
186. Гуляницкий Л.Ф. Модифицированные алгоритмы вероятностного моделирования в комбинаторной оптимизации. Технология и методы решения задач прикладной математики : сб. науч. тр. АН УССР по пробл. «Кибернетика». 1991. С. 10–14.
187. Прасолов В.В. Многочлены. Москва : МЦНМО, 2003. 336 с.
188. Лясота О.М., Паньків В.Р. Оптимізація конструктивних параметрів гвинтової заготовки робочого органу транспортера подрібнювача. Сучасні технології промислового комплексу : мат. II-ої Міжн. наук.-практ. конф. Херсон, 14-18 вер. 2016 р. Херсон : ХНТУ, 2016. Вип. 2. С. 204–205.
189. Пилипець М.І., Паньків В.Р., Паньків М.Р. Thermo-mechanical properties of conducting polymers and carbon nanotubes based composite materials. Теоретичні та експериментальні дослідження в технологіях сучасного матеріалознавства і машинобудування : мат. V міжн. наук.-практ. конф. Луцьк, 15-17 лист. 2015 р. Міжвуз. зб. «Наукові нотатки». 2015. Вип. 50. С. 149–153.

190. Day R., Pankiv V. Thermal and thermo-mechanical properties of conducting polymers and carbon nanotubes based composite materials. Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доп. III міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів. Тернопіль, 19-20 лист. 2014 р. – Тернопіль : ТНТУ, 2014. С. 128.

191. Бертсекас Д., Третьяков Н.В., Гольштейн Е.Г. Условная оптимизация и методы множителей Лагранжа : [пер. с англ.]. Москва: Радио и связь, 1987. 398 с.

192. Гевко Р.Б., Гладич Б.Б., Павх І.І., Соломка Т.П. Техніко-економічне обґрунтування застосування машин, обладнання і технологій. Тернопіль. Видавничий відділ ТДПУ, 2002. 164 с.

193. Часов Д.П. Анализ количественных и качественных показателей производительности модернизированного шнекового конвейера. Вісник національно технічного університету «ХП». 2013. С. 188–193.

194. Григорьева В.А., Штуков Н.К. К вопросу оценки затрат мощности транспортирующими шнеками. Вестник сельскохозяйственной науки. 1972. № 1. С. 43–48.

195. Тарифи для юридичних споживачів : електр. ресурс : URL : <https://www.toe.com.ua/index.php/2011-12-21-06-44-43>

ДОДАТКИ

Додаток А1

Список опублікованих праць за темою дисертації

Статті у фахових виданнях України

1. **Pankiv Vitalii.** Throughput capability of the combined screw chopper conveyor. Вісник Тернопільського національного технічного університету. 2017. № 1 (85). С. 69–79.

2. **Паньків В.Р.** Аналіз процесу транспортування матеріалу комбінованим гвинтовим транспортером. Наукові доповіді Національного університету біоресурсів і природокористування України : електрон. наук. фаховий журнал. 2017. № 5 (69). URL: <http://nd.nubip.edu.ua>

3. Пилипець М.І., **Паньків В.Р.** Методологія проведення експериментальних досліджень комбінованого гвинтового транспортера. Міжвуз. зб. «Наукові нотатки». 2017. Вип. 60. С. 187–192 *(наведено методику проведення експериментальних досліджень продуктивності роботи та питомих затрат споживчої потужності)*.

4. Пилипець М., **Паньків В.** Експериментальні дослідження питомих затрат споживчої потужності комбінованого гвинтового конвеєра. Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2017. № 21. С. 94–108 *(розроблено емпіричну модель питомих затрат споживчої потужності)*.

5. **Паньків В.Р.** Теоретична модель функціонування гвинтового транспортера. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин». 2017. Вип. 47. Ч.1 С. 84–90.

Статті у рецензованих закордонних виданнях

6. **Pankiv V.R., Tokarchuk O.A.** Investigation of constructive geometrical and filling coefficients of combined grinding screw conveyor. INMATEH–Agricultural engineering. National Institute of research development for machines and installations designed to Agriculture and food industry. Inma Bucharest. 2017. Vol. 51. No. 1/2017. Pg. 59–68. (Sci Verse Scopus); *(розроблено теоретичні*

залежності для визначення конструктивного геометричного коефіцієнта та коефіцієнта заповнення).

7. Feasibility study of mixture transportation and stirring process in continuous-flow conveyors / R.B. Hevko, B.O. Yazlyuk, **V.R. Pankiv** et al. INMATEH–Agricultural engineering. National Institute of research development for machines and installations designed to Agriculture and food industry. Inma Bucharest. 2017. Vol. 51. No. 1/2017. Pg. 49–58. (Sci Verse Scopus); *(наведено аналіз режимів роботи конвеєра)*.

Статті в збірниках праць наукових конференцій

8. Пилипець М.І., **Паньків В.Р.**, Паньків М.Р. Thermo-mechanical properties of conducting polymers and carbon nanotubes based composite materials. Теоретичні та експериментальні дослідження в технологіях сучасного матеріалознавства і машинобудування : мат. V міжн. наук.-практ. конф. Луцьк, 15-17 лист 2015 р. Міжвуз. зб. «Наукові нотатки». 2015. Вип. 50. С. 149–153 *(запропоновано процес виготовлення витків шнека)*.

9. **Паньків В.Р.** Комбинированный транспортер-измельчитель. Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве. Аграрная наука – сельскохозяйственному производству Сибири, Казахстана, Монголии, Беларуси и Болгарии : матер. Межд. науч.-техн. конф. Минск, 19–21 окт. 2016 г. Минск : НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства, 2016. Т. 1. С. 111–115 *(проведено аналіз конструкцій гвинтових транспортних механізмів)*.

Тези наукових конференцій

10. Day R., **Pankiv V.** Thermal and thermo-mechanical properties of conducting polymers and carbon nanotubes based composite materials. Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доп. Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів. Тернопіль, 19-20 лист. 2014 р. – Тернопіль : ТНТУ, 2014. С. 128 *(запропоновано застосування нанотехнологій для виготовлення спіралей шнека)*.

11. Лясота О.М., **Паньків В.Р.** Оптимізація конструктивних параметрів гвинтової заготовки робочого органу транспортера подрібнювача. Сучасні

технології промислового комплексу : мат. II-ої Міжн. наук.-практ. конф. Херсон, 14-18 вер. 2016 р. Херсон : ХНТУ, 2016. Вип. 2. С. 204–205 (*запропоновано критерій якості для обґрунтування параметрів робочого органу конвеєра*).

12. **Паньків В.Р.** Аналітичні дослідження продуктивності комбінованого гвинтового транспортера-подрібнювача. Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доп. V Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів. Тернопіль 17-18 лист. 2016. Тернопіль : ТНТУ, 2016. Т1. С. 302–303.

13. Пилипець М.І., **Паньків В.Р.** Теоретично-експериментальні дослідження продуктивності комбінованого гвинтового транспортера-подрібнювача. Фізичні та комп'ютерні технології : мат. XXII Міжн. наук.-практ. конф. Харків, 7-9 груд. 2016 р. Харків : Д. : ЛІРА, 2016. С. 257–260 (*розроблено математичну модель продуктивності роботи комбінованого гвинтового конвеєра*).

14. **Паньків В.Р.** Удосконалений комбінований гвинтовий транспортер-подрібнювач : мат. XX наук. конф. Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя. Тернопіль, 17-18 трав. 2017 р. Тернопіль : ТНТУ, 2017. С. 42–43.

15. **Паньків В.Р.** Математична модель процесу транспортування матеріалу комбінованим гвинтовим транспортером. Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки : мат. XI Міжн. наук.-практ. конф. Кропивницький, 1-3 лист. 2017 р. Кропивницький : ЦНТУ, 2017. С. 75–77.

16. **Паньків В.Р.** Уточнення коефіцієнта заповнення комбінованого гвинтового транспортера. Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доп. VI Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів. Тернопіль 16-17 лист. 2017. Тернопіль : ТНТУ, 2017. Т. 1. С. 196–197.

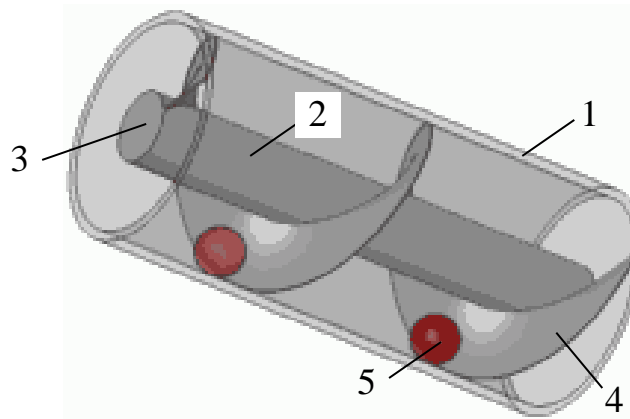
Патенти України на корисну модель

17. **Паньків В.Р.**, Пилипець М.І., Барановський В.М., Дубчак Н.А. Комбінований гвинтовий транспортер : пат. на корисну модель 113936 Україна.

№ 201607392 ; заявл. 07.07.2016 ; опубл. 27.02.2017. Бюл. № 4. 3 с.
(запропоновано конструктивне розміщення ножів між витками шнека).

Додаток Б1.1

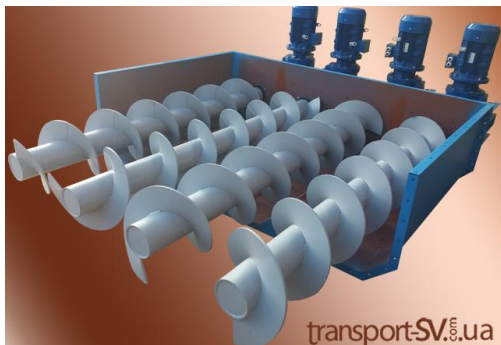
Схема транспортування матеріалу гвинтовим конвеєром



1 – кожух; 2 – шнек; 3 – барабан; 4 – спіральний виток; 5 – матеріал транспортування

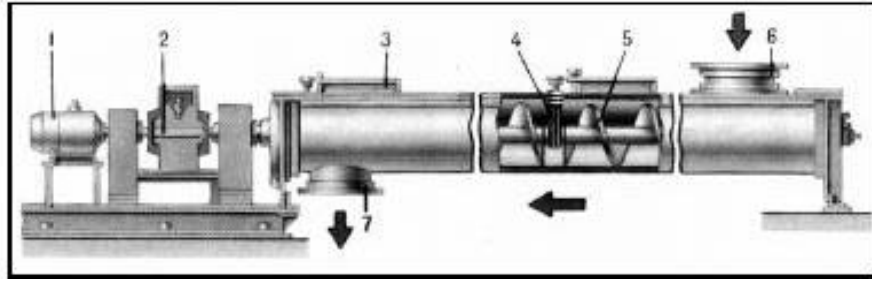
Додаток Б2.1

Загальний вигляд горизонтальних гвинтових конвеєрів



Додаток Б3.1

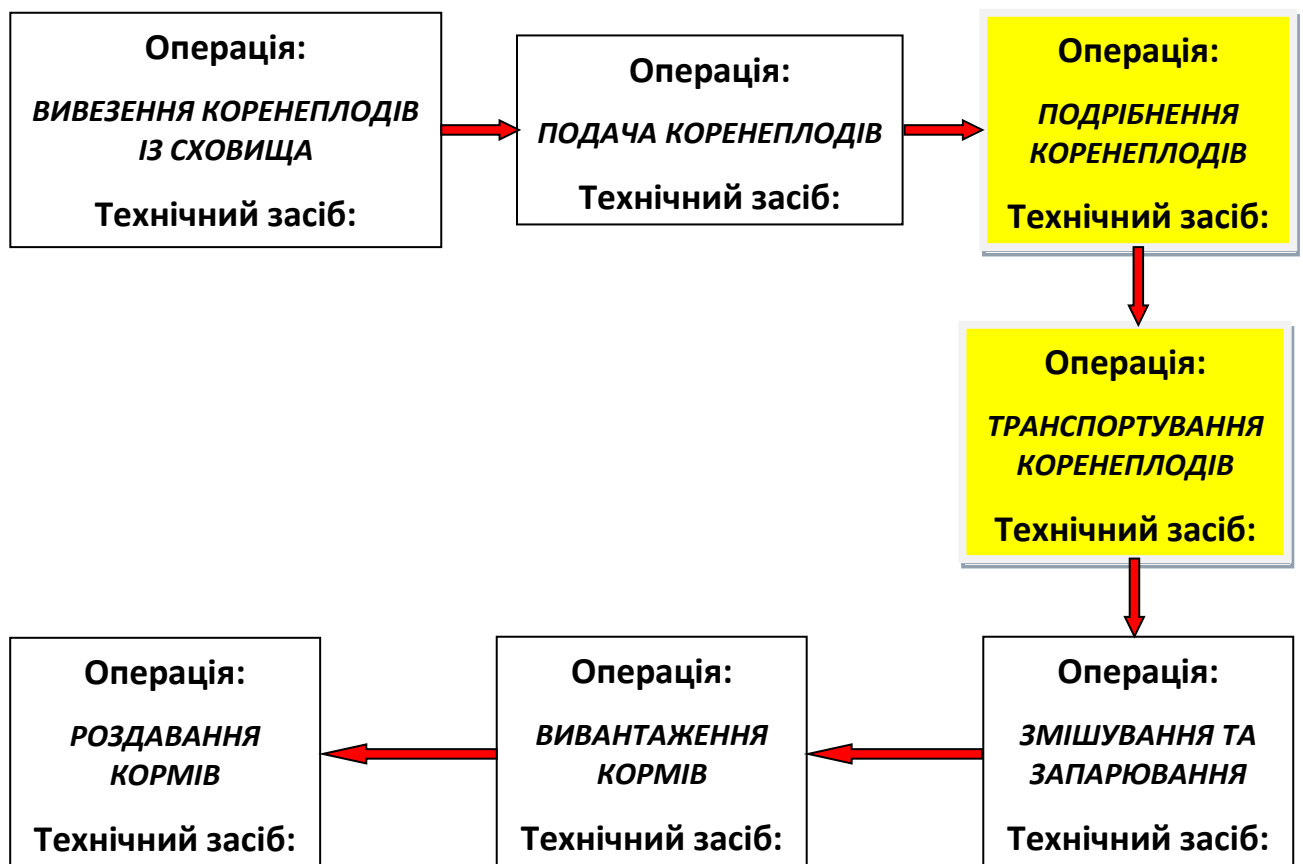
Узагальнена схема горизонтального гвинтового конвеєра



1 – електродвигун; 2 – редуктор; 3 – жолоб; 4 – підшипник підвісний;
 5 – шнек; 6 – завантажувальна горловина; 7 – розвантажувальна горловина

Додаток Б4.3

Узагальнена структурно-технологічно схема
 операцій переробки коренеплодів на корм тваринам



Додаток Б5.3



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **113936** (13) **U**

(51) МПК

B65G 33/16 (2006.01)**B65G 33/24** (2006.01)

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: u 2016 07392</p> <p>(22) Дата подання заявки: 07.07.2016</p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 27.02.2017</p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 27.02.2017, Бюл.№ 4</p>	<p>(72) Винахідник(и): Паньків Віталій Романович (UA), Пилипець Михайло Ількович (UA), Барановський Віктор Миколайович (UA), Дубчак Наталія Андріївна (UA)</p> <p>(73) Власник(и): ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ, вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46001, Україна (UA)</p>
---	--

(54) КОМБІНОВАНИЙ ГВИНТОВИЙ ТРАНСПОРТЕР**(57) Реферат:**

Комбінований гвинтовий транспортер містить завантажувальний бункер і напрямну трубу, в якій встановлено гвинтовий конвеєр, виконаний у вигляді привідного вала, на барабані якого по гвинтовій лінії закріплено спіральні витки та пластинчаті ножі, що розташовані під кутом до поперечного перерізу барабана. Пластинчаті ножі встановлено між спіральними витками. Крок спіральних витків і пластинчатих ножів збільшується з постійним кутом підйому гвинтової лінії в сторону вивантажувальної частини прямої труби.

U
UA 113936

Корисна модель належить до галузі піднімально-транспортного та сільськогосподарського машинобудування, особливо до пристроїв для одночасного переміщення та подрібнення сільськогосподарської продукції рослинництва.

Відомий гвинтовий транспортер, який містить завантажувальний бункер і напрямну трубу, в якій встановлено приводний вал, на барабані якого закріплено гвинтову спіраль (патент № 25097 А, Україна, МПК В65G 33/16, В65G 33/24. Опубл. 25.12.1998. Бюл № 6).

Недоліком відомого гвинтового транспортера є низька подрібнювальна здатність за причиною відсутності в даному технічному рішенні різальних кромок.

Також відомий комбінований гвинтовий транспортер, який містить завантажувальний бункер і напрямну трубу, в якій встановлено гвинтовий конвеєр, виконаний у вигляді приводного вала, на барабані якого по гвинтовій лінії закріплено спіральні витки та пластинчаті ножі, що розташовані під кутом до поперечного перерізу барабана (деклараційний патент України № 59289 А, МПК В65G 33/16, В65G 33/24. Опубл. 15.08.2003. Бюл № 8).

Недоліком відомого комбінованого гвинтового транспортера є низька продуктивність його роботи внаслідок послідовного розташування пластинчастих ножів і гвинтової спіралі.

В основу корисної моделі поставлено задачу підвищення продуктивності роботи пристрою, шляхом виконання комбінованого гвинтового транспортера, який містить завантажувальний бункер і напрямну трубу, в якій встановлено гвинтовий конвеєр, виконаний у вигляді приводного вала, на барабані якого по гвинтовій лінії закріплено спіральні витки та пластинчаті ножі, що розташовані під кутом до поперечного перерізу барабана, причому пластинчаті ножі встановлено між спіральними витками, а крок спіральних витків і пластинчастих ножів збільшується з постійним кутом підйому гвинтової лінії в сторону вивантажувальної частини прямої труби.

На кресленні представлено комбінований гвинтовий транспортер, вигляд спереду.

Комбінований гвинтовий транспортер складається із завантажувального бункера 1 та прямої труби 2. В прямій трубі 2 встановлено гвинтовий конвеєр 3. Гвинтовий конвеєр 3 виконано у вигляді приводного вала 4, на якому змонтовано барабан 5. На барабані 5 приводного вала 4 по гвинтовій лінії 6 закріплено спіральні витки 7, а по гвинтовій лінії 8 - пластинчаті ножі 9. При цьому пластинчаті ножі 9 встановлено на барабані 5 між спіральними витками 7 та під кутом до поперечного перерізу барабана 5. Гвинтова лінія 6 і 8 виконана зі змінним кроком, при цьому крок T_s спіральних витків 7 і крок T_n пластинчастих ножів 9 збільшується з постійним кутом підйому гвинтової лінії 6 і 8 в сторону вивантажувальної частини прямої труби 2.

Комбінований гвинтовий конвеєр працює наступним чином.

Сільськогосподарська продукція, наприклад коренеплоди, подаються в завантажувальний бункер 1, які в подальшому переміщуються в напрямну трубу 2 до гвинтового конвеєра 3, або до пластинчастих ножів 9. Під час обертання приводного вала 4 та, відповідно, барабана 5 і пластинчастих ножів 9 відбувається одночасне подрібнення та транспортування (переміщення) подрібнених частинок коренеплодів за рахунок, відповідно, встановлення пластинчастих ножів 9 під кутом до поперечного перерізу барабана 5 і їх закріплення на барабані 5 по гвинтовій лінії 8. Крім того, одночасно з переміщенням подрібнених частинок коренеплодів пластинчастими ножами 9, також відбувається їх транспортування спіральними витками 7 в сторону вивантажувальної частини прямої труби 2. За рахунок одночасного транспортування подрібнених частинок коренеплодів спіральними витками 7 і пластинчастими ножами 9 та виконання гвинтової лінії 6 і 8 зі змінним кроком T_s і T_n , який збільшується в сторону вивантажувальної частини прямої труби 2 зростає кількість матеріалу, який переміщується та збільшується швидкість осевого переміщення подрібнених частинок коренеплодів, при цьому, відповідно, підвищується продуктивність роботи комбінованого гвинтового транспортера.

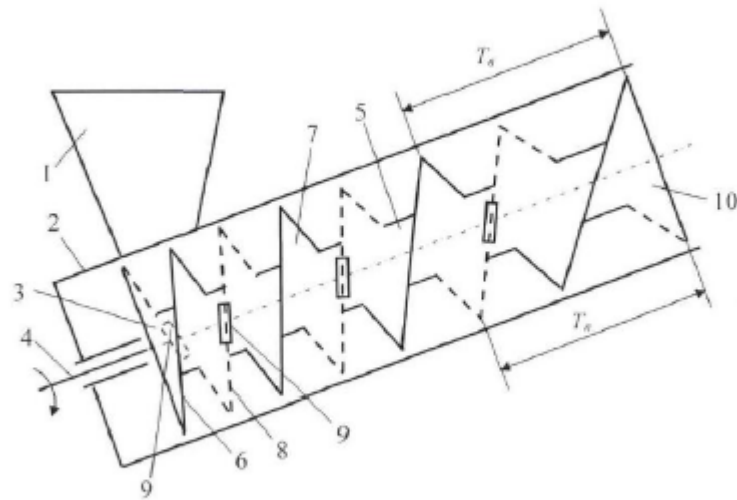
Таким чином, розташування пластинчастих ножів між спіральними витками та збільшення кроку гвинтової лінії спіральних витків і пластинчастих ножів в сторону вивантажувальної частини прямої труби дозволяє підвищити продуктивність роботи гвинтового конвеєра або комбінованого гвинтового транспортера загалом.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Комбінований гвинтовий транспортер, який містить завантажувальний бункер і напрямну трубу, в якій встановлено гвинтовий конвеєр, виконаний у вигляді приводного вала, на барабані якого по гвинтовій лінії закріплено спіральні витки та пластинчаті ножі, що розташовані під кутом до поперечного перерізу барабана, який відрізняється тим, що пластинчаті ножі встановлено між

UA 113936 U

спіральними витками, а крок спіральних витків і пластинчатих ножів збільшується з постійним кутом підйому гвинтової лінії в сторону вивантажувальної частини прямої труби.



Комп'ютерна верстка В. Мацело

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Василя Липківського, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

Додаток В1.2

Порядок перетворення та спрощення залежності (2.53)

$$\begin{aligned}
T_1 n_1 + T_2 n_2 + \dots + T_i n_j &= n_z (T_1 + T_2 + \dots + T_i) = \\
&= n_z (T_1 + (T_1 + \Delta T) + T_1 + 2\Delta T + \dots + T_1 + (n-1)\Delta T) = \\
&= n_z (nT_1 + \Delta T + 2\Delta T + \dots + (n-1)\Delta T) = \\
&= n_z \left(\sum_{i=1}^n T_{1i} + \Delta T (1 + 2 + \dots + (n-1)) \right) = , \\
&= n_z \left[\sum_{i=1}^n T_{1i} + \Delta T \frac{(n-1)(n-1+1)}{2} \right] = n_z \left[\sum_{i=1}^n T_{1i} + \Delta T \frac{n(n-1)}{2} \right] = \\
&= n_z \left[T_1 n + \Delta T \frac{n(n-1)}{2} \right] = \frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T (n-1)]
\end{aligned}$$

де суму чисел $1 + 2 + \dots + (n-1)$ представлено, як суму арифметичної прогресії

$$1 + 2 + \dots + m = \frac{m(m+1)}{2}.$$

Додаток В2.2

Порядок перетворення та спрощення залежності (2.55)

$$\begin{aligned}
& 0,5\pi d_m^2 \left(\frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)] \right) + \delta_c z (D_k - d_m) \times \\
& \times n_z \left(\sqrt{T_1^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \sqrt{T_2^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \right. \\
& \left. + \dots + \sqrt{T_i^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} \right) + \\
& + \theta_n \left((a+b)h_n \delta_n - 0,5\delta_n^2 \left(btg \alpha_n + \frac{h_n}{\cos \gamma_n} \right) - 0,5d_m^2 \times \right. \\
& \left. \times \left[\left[\left(\pi \arcsin \frac{a}{d_m} / 180 \right) + \frac{a}{d_m} \cos \arcsin \frac{a}{d_m} \right] \frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)] \right] \right) \\
k_n = & \frac{\pi D_k^2 \frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)]}{0,5\pi d_m^2 \left(\frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)] \right) + \frac{\delta_c z (D_k - d_m)}{\frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)]} \times} = \\
& \frac{0,5\pi d_m^2 \left(\frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)] \right)}{\frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)]} + \frac{\delta_c z (D_k - d_m)}{\frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)]} \times \\
& \times n_z \left(\sqrt{T_1^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \sqrt{T_2^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \right. \\
& \left. + \dots + \sqrt{T_i^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} \right) + \\
& + \theta_n \left(\frac{(a+b)h_n \delta_n}{\frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)]} - \frac{0,5\delta_n^2}{\frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)]} \left(btg \alpha_n + \frac{h_n}{\cos \gamma_n} \right) - \right. \\
& \left. - \frac{0,5d_m^2}{\frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)]} \times \right. \\
& \left. \times \left[\left[\left(\pi \arcsin \frac{a}{d_m} / 180 \right) + \frac{a}{d_m} \cos \arcsin \frac{a}{d_m} \right] \frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)] \right] \right) \\
= & \frac{\pi D_k^2 \frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)]}{\frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)]} =
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{0,5\pi d_m^2 \left(\frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)] \right)}{\frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)]} + \frac{\delta_c z (D_k - d_m)}{\frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)]} \times \\
& \times n_z \left(\sqrt{T_1^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \sqrt{T_2^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \right. \\
& \left. + \dots + \sqrt{T_i^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} \right) + \\
& + \theta_n \left(\frac{(a+b)h_n \delta_n}{\frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)]} - \frac{0,5\delta_n^2}{\frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)]} \left(b \operatorname{tg} \alpha_n + \frac{h_n}{\cos \gamma_n} \right) - \right. \\
& \left. - \frac{0,5d_m^2}{\frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)]} \times \right. \\
& \left. \times \left[\left[\left(\pi \arcsin \frac{a}{d_m} / 180 \right) + \frac{a}{d_m} \cos \arcsin \frac{a}{d_m} \right] \frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)] \right] \right) = \\
& k_n = \frac{\pi D_k^2 \frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)]}{\frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)]} = \\
& 0,5\pi d_m^2 + \frac{\delta_c z (D_k - d_m)}{\frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)]} \times \\
& \times n_z \left(\sqrt{T_1^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \sqrt{T_2^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \right. \\
& \left. + \dots + \sqrt{T_i^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} \right) + \\
& + \theta_n \left(\frac{(a+b)h_n \delta_n - 0,5\delta_n^2 \left(b \operatorname{tg} \alpha_n + \frac{h_n}{\cos \gamma_n} \right)}{\frac{n_z n}{2} [2T_1 + \Delta T(n-1)]} - \right. \\
& \left. - 0,5d_m^2 \left[\left(\pi \arcsin \frac{a}{d_m} / 180 \right) + \frac{a}{d_m} \cos \arcsin \frac{a}{d_m} \right] \right) = \\
& = \frac{\pi D_k^2}{\pi D_k^2} =
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
k_n &= \frac{0,5d_m^2}{D_k^2} + \frac{2\Omega\delta_c z(D_k - d_m)}{\pi n D_k^2 [2T_1 + \Delta T(n-1)]} + \\
&+ \frac{\theta_n}{\pi D_k^2} \left(\frac{2(a+b)h_n\delta_n - \delta_n^2 \left(\frac{btg\alpha_n \cos \gamma_n + h_n}{\cos \gamma_n} \right)}{n_z n [2T_1 + \Delta T(n-1)]} - 0,5d_m^2 \Theta \right) = \\
&= \frac{0,5d_m^2}{D_k^2} + \frac{2\Omega\delta_c z(D_k - d_m)}{\pi n D_k^2 [2T_1 + \Delta T(n-1)]} + \\
&+ \frac{\theta_n}{\pi D_k^2} \left(\frac{2(a+b)h_n\delta_n \cos \gamma_n - \delta_n^2 (btg\alpha_n \cos \gamma_n + h_n)}{n_z n [2T_1 + \Delta T(n-1)] \cos \gamma_n} - 0,5d_m^2 \Theta \right) = \\
&= \frac{1}{2D_k^2} \left[d_m^2 + \frac{4\Omega\delta_c z(D_k - d_m)}{\pi n [2T_1 + \Delta T(n-1)]} + \frac{2\theta_1(n_z - 1)}{\pi} \times \right. \\
&\quad \left. \times \left(\frac{2(a+b)h_n\delta_n \cos \gamma_n - \delta_n^2 (btg\alpha_n \cos \gamma_n + h_n)}{n_z n [2T_1 + \Delta T(n-1)] \cos \gamma_n} - 0,5d_m^2 \Theta \right) \right] = \\
&= \frac{1}{2\pi D_k^2} \left[\pi d_m^2 + \frac{4\Omega\delta_c z(D_k - d_m)}{n [2T_1 + \Delta T(n-1)]} + 2\theta_1(n_z - 1) \times \right. \\
&\quad \left. \times \left(\frac{2(a+b)h_n\delta_n \cos \gamma_n - \delta_n^2 (btg\alpha_n \cos \gamma_n + h_n)}{n_z n [2T_1 + \Delta T(n-1)] \cos \gamma_n} - 0,5d_m^2 \Theta \right) \right],
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\text{де } \Omega &= \sqrt{T_1^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \sqrt{T_2^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \dots + \sqrt{T_i^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} = \\
&= \sqrt{T_1^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \sqrt{(T_1 + \Delta T)^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \\
&+ \dots + \sqrt{[T_i + \Delta T(n-1)]^2 + 0,25(D_k + d_m)^2}
\end{aligned}$$

$$\Theta = \left[\left(\pi \arcsin \frac{a}{d_m} / 180 \right) + \frac{a}{d_m} \cos \arcsin \frac{a}{d_m} \right].$$

Додаток В3.2

Порядок перетворення та спрощення залежності (2.59)

$$\begin{aligned}
k_n &= \frac{1}{2\pi D_k^2} \left[\pi d_m^2 + \frac{4\Omega\delta_c z(D_k - d_m)}{n[2T_1 + \Delta T(n-1)]} + 2\theta_1(n_z - 1) \times \right. \\
&\quad \left. \times \left(\frac{2(a+b)h_n\delta_n \cos \gamma_n - \delta_n^2(btg\alpha_n \cos \gamma_n + h_n)}{n_z n[2T_1 + \Delta T(n-1)] \cos \gamma_n} - 0,5d_m^2\Theta \right) \right] = \\
&= \frac{1}{2\pi D_k^2} \left[\pi d_m^2 + \frac{4\Omega\delta_c z(D_k - d_m)}{n[2T_1 + \Delta T(n-1)]} + 2\theta_1(n_z - 1) \times \right. \\
&\quad \left. \times \left(\frac{2 \cdot 0,5(a+b)(D_k - d_m)\delta_n \cos \gamma_n - \delta_n^2(btg\alpha_n \cos \gamma_n + 0,5(D_k - d_m))}{n_z n[2T_1 + \Delta T(n-1)] \cos \gamma_n} - \right. \right. \\
&\quad \left. \left. - 0,5d_m^2\Theta \right) \right] = \\
&= \frac{1}{2\pi D_k^2} \left[\pi d_m^2 + \frac{4\Omega\delta_c z(D_k - d_m)}{n[2T_1 + \Delta T(n-1)]} + \theta_1(n_z n - 1) \times \right. \\
&\quad \left. \times \left(\frac{2(a+b)(D_k - d_m)\delta_n \cos \gamma_n - \delta_n^2(2btg\alpha_n \cos \gamma_n + (D_k - d_m))}{n_z n[2T_1 + \Delta T(n-1)] \cos \gamma_n} - d_m^2\Theta \right) \right]
\end{aligned}$$

Додаток В4.3

Порядок перетворення та спрощення залежності (2.71)

$$\begin{aligned}
dQ_k &= 0,25\pi(D_k + c)^2 \rho_k \psi_\alpha \frac{(T_1 + n\Delta T)k_v}{2\pi} \left(\frac{d\varphi_k}{dt} \right) \times \\
&\times \left\{ \frac{D_k^2 - \frac{1}{2\pi} \left[\pi d_m^2 + \frac{4\Omega\delta_c z(D_k - d_m)}{n[2T_1 + \Delta T(n-1)]} + \theta_1(n_z n - 1) \times \right.}{\left. \left(\frac{2(a+b)(D_k - d_m)\delta_n \cos \gamma_n - \delta_n^2 [2btg \alpha_n \cos \gamma_n + (D_k - d_m)]}{n_z n [2T_1 + \Delta T(n-1)] \cos \gamma_n} - d_m^2 \Theta \right) \right]}{(D_k + 2c)^2} \right\} dt = \\
&= 0,125(D_k + c)^2 \rho_k \psi_\alpha (T_1 + n\Delta T) k_a k_y \left(\frac{d\varphi_k}{dt} \right) \frac{1}{(D_k + 2c)^2} \times \\
&\times \left\{ D_k^2 - \frac{1}{2\pi} \left[\pi d_m^2 + \frac{4\Omega\delta_c z(D_k - d_m)}{n[2T_1 + \Delta T(n-1)]} + \theta_1(n_z n - 1) \times \right. \right. \\
&\left. \left. \times \left(\frac{2(a+b)(D_k - d_m)\delta_n \cos \gamma_n - \delta_n^2 [2btg \alpha_n \cos \gamma_n + (D_k - d_m)]}{n_z n [2T_1 + \Delta T(n-1)] \cos \gamma_n} - d_m^2 \Theta \right) \right] \right\} dt = \\
&= 0,125 \rho_k \psi_\alpha k_a k_y (T_1 + n\Delta T) \left(\frac{d\varphi_k}{dt} \right) \times \\
&\times \left\{ D_k^2 - \frac{1}{2\pi} \left[\pi d_m^2 + \frac{4\Omega\delta_c z(D_k - d_m)}{n[2T_1 + \Delta T(n-1)]} + \theta_1(n_z n - 1) \times \right. \right. \\
&\left. \left. \times \left(\frac{2\delta_n(a+b)(D_k - d_m) \cos \gamma_n - \delta_n^2 [2btg \alpha_n \cos \gamma_n + (D_k - d_m)]}{n_z n [2T_1 + \Delta T(n-1)] \cos \gamma_n} - d_m^2 \Theta \right) \right] \right\} dt
\end{aligned}$$

Додаток В5.3

Порядок перетворення та спрощення залежності (2.74)

$$\begin{aligned}
dQ_k &= 0,125 \rho_k \psi_\alpha(T_1 + n\Delta T) k_a k_y \left(\frac{d\varphi_k}{dt} \right) \times \\
&\quad \times \left(D_k^2 - \frac{1}{2\pi} \left[\pi d_m^2 + \frac{4\Omega \delta_c z (D_k - d_m)}{n[2T_1 + \Delta T(n-1)]} + \theta_1(n_z n - 1) \times \right. \right. \\
&\quad \times \left. \left(\frac{2(a+b)(D_k - d_m) \delta_n \cos \gamma_n - \delta_n^2 [2btg \alpha_n \cos \gamma_n + (D_k - d_m)]}{n_z n [2T_1 + \Delta T(n-1)] \cos \gamma_n} - d_m^2 \Theta \right) \right] \right) dt = \\
&= 0,125 \rho_k \psi_\alpha(T_1 + n\Delta T) k_a k_y \left(\frac{d\varphi_k}{dt} \right) \times \\
&\quad \times \left(D_k^2 - \frac{1}{2\pi} \left[\pi \frac{D_k^2}{k_d^2} + \frac{4\Omega \delta_c z \left(D_k - \frac{D_k}{k_d} \right)}{n[2T_1 + \Delta T(n-1)]} + \theta_1(n_z n - 1) \times \right. \right. \\
&\quad \times \left. \left(\frac{2(a+b) \left(D_k - \frac{D_k}{k_d} \right) \delta_n \cos \gamma_n - \delta_n^2 \left[2btg \alpha_n \cos \gamma_n + \left(D_k - \frac{D_k}{k_d} \right) \right]}{n_z n [2T_1 + \Delta T(n-1)] \cos \gamma_n} - \frac{D_k^2}{k_d^2} \Theta \right) \right] \right) dt = \\
&= 0,125 \rho_k \psi_\alpha(T_1 + n\Delta T) k_a k_y \left(\frac{d\varphi_k}{dt} \right) \times \\
&\quad \times \left(D_k^2 - \frac{1}{2\pi} \left[\pi \frac{D_k^2}{k_d^2} + \frac{4\Omega \delta_c z D_k \left(1 - \frac{1}{k_d} \right)}{n[2T_1 + \Delta T(n-1)]} + \theta_1(n_z n - 1) \times \right. \right. \\
&\quad \times \left. \left(\frac{2D_k(a+b) \left(1 - \frac{1}{k_d} \right) \delta_n \cos \gamma_n - \delta_n^2 \left[2btg \alpha_n \cos \gamma_n + D_k \left(1 - \frac{1}{k_d} \right) \right]}{n_z n [2T_1 + \Delta T(n-1)] \cos \gamma_n} - \frac{D_k^2}{k_d^2} \Theta \right) \right] \right) dt =
\end{aligned}$$

$$= dQ_k = 0,125 \rho_k \psi_\alpha (T_1 + n\Delta T) k_a k_y \left(\frac{d\phi_k}{dt} \right) \times$$

$$\times \left(D_k^2 - \frac{1}{2\pi} \left[\left(\pi \frac{D_k^2}{k_d^2} + \frac{4\Omega \delta_c z D_k (k_d - 1)}{n[2T_1 + \Delta T(n-1)] k_d} + \theta_1 (n_z n - 1) \right) \times \right. \right.$$

$$\left. \left. \times \frac{2D_k (a+b)((k_d - 1)) \delta_n \cos \gamma_n - \delta_n^2 \left[2btg \alpha_n \cos \gamma_n + \frac{D_k}{k_d} (k_d - 1) \right]}{n_z n [2T_1 + \Delta T(n-1)] \cos \gamma_n} - \frac{D_k^2}{k_d^2} \Theta \right] \right) dt =$$

$$= 0,125 \rho_k \psi_\alpha (T_1 + n\Delta T) k_a k_y \left(\frac{d\phi_k}{dt} \right) \times$$

$$\times \left(D_k^2 - \frac{1}{2\pi} \left[\left(\frac{\pi D_k^2}{k_d^2} + \frac{D_k}{k_d} \left(\frac{4\Omega \delta_c z (k_d - 1)}{n[2T_1 + \Delta T(n-1)]} + \theta_1 (n_z n - 1) \delta_n \right) \right) \times \right. \right.$$

$$\left. \left. \times \frac{2(a+b)((k_d - 1)) \cos \gamma_n - \delta_n \left[2 \frac{k_d}{D_k} btg \alpha_n \cos \gamma_n + (k_d - 1) \right]}{n_z n [2T_1 + \Delta T(n-1)] \cos \gamma_n} - \frac{D_k}{k_d} \frac{\Theta}{\delta_n} \right] \right) dt =$$

$$= 0,125 \rho_k \psi_\alpha k_a k_y (T_1 + n\Delta T) \left(\frac{d\phi_k}{dt} \right) D_k \times$$

$$\times \left(D_k - \frac{1}{2\pi k_d} \left[\left(\frac{\pi D_k}{k_d} + \left(\frac{4\Omega \delta_c z (k_d - 1)}{n[2T_1 + \Delta T(n-1)]} + \theta_1 (n_z n - 1) \delta_n \right) \right) \times \right. \right.$$

$$\left. \left. \times \frac{2(a+b)((k_d - 1)) \cos \gamma_n - \delta_n \left[2 \frac{k_d}{D_k} btg \alpha_n \cos \gamma_n + (k_d - 1) \right]}{n_z n [2T_1 + \Delta T(n-1)] \cos \gamma_n} - \frac{D_k}{k_d} \frac{\Theta}{\delta_n} \right] \right) dt$$

Додаток В6.3

Порядок перетворення та спрощення залежності (2.77)

$$\begin{aligned}
Q_k &= 0,125 D_k^2 \rho_k \psi_\alpha (T_1 + n \Delta T) k_a k_y \left(\frac{d\varphi_k}{dt} \right) \times \\
&\quad \times \left(\left[\frac{1}{\pi} + \frac{4\Omega\delta_c z(k_d - 1)k_d}{n[2T_1 + \Delta T(n - 1)]D_k} + \theta_1(n_z n - 1)\delta_n \times \right. \right. \\
&\quad \times \left. \left. 1 - \frac{1}{2\pi k_d^2} \times \left(\frac{2D_k k_d (a + b)((k_d - 1)) \cos \gamma_n - \delta_n \left[2btg \alpha_n \cos \gamma_n + \frac{D_k}{k_d} (k_d - 1) \right]}{D_k^2 n_z n [2T_1 + \Delta T(n - 1)] \cos \gamma_n} - \frac{\Theta}{\delta_n} \right) \right] \right) = \\
&= \frac{\pi k D_k^2 \rho_k \psi_\alpha (T_1 + n \Delta T) k_a k_y}{240} \times \\
&\quad \times \left(\left[\frac{1}{\pi} + \frac{4\Omega\delta_c z(k_d - 1)k_d}{n[2T_1 + \Delta T(n - 1)]D_k} + \theta_1(n_z n - 1)\delta_n \times \right. \right. \\
&\quad \times \left. \left. 1 - \frac{1}{2\pi k_d^2} \times \left(\frac{2D_k k_d \frac{D_k}{k_d} [0,5\pi - tg \gamma_n (k_d - 1)]((k_d - 1)) \cos \gamma_n - \right. \right. \right. \\
&\quad \times \left. \left. \left. - \delta_n \left[2 \frac{D_k}{k_d} [0,25\pi - tg \gamma_n (k_d - 1)] tg \alpha_n \cos \gamma_n + \frac{D_k}{k_d} (k_d - 1) \right]}{D_k^2 n_z n [2T_1 + \Delta T(n - 1)] \cos \gamma_n} - \frac{\Theta}{\delta_n} \right) \right] \right) = \\
&= \frac{\pi k D_k^2 \rho_k \psi_\alpha (T_1 + n \Delta T) k_a k_y}{240} \times \\
&\quad \times \left(\left[\frac{1}{\pi} + \frac{4\Omega\delta_c z(k_d - 1)k_d}{n[2T_1 + \Delta T(n - 1)]D_k} + \frac{D_k}{k_d} \theta_1(n_z n - 1)\delta_n \times \right. \right. \\
&\quad \times \left. \left. 1 - \frac{1}{2\pi k_d^2} \times \left(\frac{2D_k k_d [0,5\pi - tg \gamma_n (k_d - 1)]((k_d - 1)) \cos \gamma_n - \right. \right. \right. \\
&\quad \times \left. \left. \left. - \delta_n [2 [0,25\pi - tg \gamma_n (k_d - 1)] tg \alpha_n \cos \gamma_n - (k_d - 1)]}{D_k^2 n_z n [2T_1 + \Delta T(n - 1)] \cos \gamma_n} - \frac{k_d \Theta}{D_k \delta_n} \right) \right] \right) .
\end{aligned}$$

Додаток Г1.1



Рисунок 1.Г1.1 – Загальний вигляд лабораторної установки.

Додаток Г2.1

Таблиця 1.Г2.1

Коротка технічна характеристика лабораторної установки

Найменування показників	Значення показників
Номінальна потужність електродвигуна, кВт	0,55
Номінальна частота обертання вала, об/хв	1370
Внутрішній діаметр кожуха, м	0,13; 0,17; 0,21
Діаметр шнека, м	0,12; 0,16; 0,2
Діаметр труби барабана шнека, м	0,04
Висота спірального витка шнека, м	0,08; 0,06; 0,04
Крок першого спірального витка, м	0,05; 0,08; 0,11
Кут нахилу гвинтової лінії першого витка, град.	30
Приріст кроку, м	0,02
Висота ножа-подрібнювача, м	0,08; 0,06; 0,04
Кут встановлення ножа-подрібнювача, град.	15; 30; 45
Кількість ножів-подрібнювачів, розміщених між одною парою суміжних витків, шт.	4
Кут нахилу конвеєра до горизонту, град.	0
Зазор між верхнім торцем спірального витка шнека та внутрішньою поверхнею горизонтального кожуха, м	0,005
Довжина робочої частини шнека, м	0,95
Діаметр ведучого шківа клинопасової передачі, м	0,05
Діаметр веденого шківа клинопасової передачі, м	0,2
Передаточне відношення	0,25
Задана частота змінного струму електродвигуна, Гц	15; 30; 45
Частота обертання шнека, об/хв	100; 200; 300

Додаток Г3.2

Таблиця 1.Г3.2

План-матриця планованого факторного експерименту типу ПФЕ 3^3

№ експ.	Рівні факторів				Взаємодія факторів			Параметр оптимізації, Q_{ke}			Середні значення Q_{cke}
								Повторюваність			
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	1	2	3	$Y_{сер.}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	Y_{21}	Y_{22}	Y_{23}	Y_{2c}
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	Y_{31}	Y_{32}	Y_{33}	Y_{3c}
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	Y_{41}	Y_{42}	Y_{43}	Y_{4c}
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	Y_{51}	Y_{52}	Y_{53}	Y_{5c}
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	Y_{61}	Y_{62}	Y_{63}	Y_{6c}
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	Y_{71}	Y_{72}	Y_{73}	Y_{7c}
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	Y_{81}	Y_{82}	Y_{83}	Y_{8c}
9	+1	0	0	-1	0	0	0	Y_{91}	Y_{92}	Y_{93}	Y_{9c}
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	Y_{101}	Y_{102}	Y_{103}	Y_{10c}
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	Y_{111}	Y_{112}	Y_{113}	Y_{11c}
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	Y_{121}	Y_{122}	Y_{123}	Y_{12c}
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	Y_{131}	Y_{132}	Y_{133}	Y_{13c}
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	Y_{141}	Y_{142}	Y_{143}	Y_{14c}
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	Y_{151}	Y_{152}	Y_{153}	Y_{15c}
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	Y_{161}	Y_{162}	Y_{163}	Y_{16c}
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	Y_{171}	Y_{172}	Y_{173}	Y_{17c}
18	+1	0	0	+1	0	0	0	Y_{181}	Y_{182}	Y_{183}	Y_{18c}
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	Y_{191}	Y_{192}	Y_{193}	Y_{19c}
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	Y_{201}	Y_{202}	Y_{203}	Y_{20c}
21	+1	0	-1	0	0	0	0	Y_{211}	Y_{212}	Y_{213}	Y_{21c}
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	Y_{221}	Y_{222}	Y_{123}	Y_{22c}
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	Y_{231}	Y_{232}	Y_{233}	Y_{23c}
24	+1	0	+1	0	0	0	0	Y_{241}	Y_{242}	Y_{243}	Y_{24c}
25	+1	-1	0	0	0	0	0	Y_{251}	Y_{252}	Y_{253}	Y_{25c}
26	+1	+1	0	0	0	0	0	Y_{261}	Y_{262}	Y_{263}	Y_{26c}
27	+1	0	0	0	0	0	0	Y_{271}	Y_{272}	Y_{273}	Y_{27c}

Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів			Параметр оптимізації Q_{ke}			Середні значення
								Повторюваність			
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	1	2	3	Q_{cke}
1	+1	0	+1	-1	0	0	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
2	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	Y_{21}	Y_{22}	Y_{23}	Y_{2c}
3	+1	0	-1	+1	0	0	-1	Y_{31}	Y_{32}	Y_{33}	Y_{3c}
4	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	Y_{41}	Y_{42}	Y_{43}	Y_{4c}
5	+1	0	0	-1	0	0	0	Y_{51}	Y_{52}	Y_{53}	Y_{5c}
6	+1	+1	+1	0	+1	0	0	Y_{61}	Y_{62}	Y_{63}	Y_{6c}
7	+1	0	+1	0	0	0	0	Y_{71}	Y_{72}	Y_{73}	Y_{7c}
8	+1	+1	0	+1	0	+1	0	Y_{81}	Y_{82}	Y_{83}	Y_{8c}
9	+1	0	0	+1	0	0	0	Y_{91}	Y_{92}	Y_{93}	Y_{9c}
10	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	Y_{101}	Y_{102}	Y_{103}	Y_{10c}
11	+1	+1	-1	0	-1	0	0	Y_{111}	Y_{112}	Y_{113}	Y_{11c}
12	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	Y_{121}	Y_{122}	Y_{123}	Y_{12c}
13	+1	-1	+1	0	-1	0	0	Y_{131}	Y_{132}	Y_{133}	Y_{13c}
14	+1	0	0	0	0	0	0	Y_{141}	Y_{142}	Y_{143}	Y_{14c}
15	+1	0	-1	-1	0	0	+1	Y_{151}	Y_{152}	Y_{153}	Y_{15c}
16	+1	0	-1	0	0	0	0	Y_{161}	Y_{162}	Y_{163}	Y_{16c}
17	+1	0	+1	-1	0	0	-1	Y_{171}	Y_{172}	Y_{173}	Y_{17c}
18	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	Y_{181}	Y_{182}	Y_{183}	Y_{18c}
19	+1	-1	+1	0	-1	0	0	Y_{191}	Y_{192}	Y_{193}	Y_{19c}
20	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	Y_{201}	Y_{202}	Y_{203}	Y_{20c}
21	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	Y_{211}	Y_{212}	Y_{213}	Y_{21c}
2222	+1	+1	0	0	0	0	0	Y_{221}	Y_{222}	Y_{123}	Y_{22c}
23	+1	+1	0	-1	0	-1	0	Y_{231}	Y_{232}	Y_{233}	Y_{23c}
24	+1	-1	-1	0	+1	0	0	Y_{241}	Y_{242}	Y_{243}	Y_{24c}
25	+1	0	+1	+1	0	0	+1	Y_{251}	Y_{252}	Y_{253}	Y_{25c}
26	+1	-1	0	+1	0	-1	0	Y_{261}	Y_{262}	Y_{263}	Y_{26c}
27	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	Y_{271}	Y_{272}	Y_{273}	Y_{27c}

Додаток Г4.3

Несиметрична план-матриця некомпозиційного плану другого порядку

Бокса-Бенкіна планованого експерименту типу ПФЕ 3^4

№ експер.	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4
1	+1	+1	+1	0	0
2	+1	+1	-1	0	0
3	+1	-1	+1	0	0
4	+1	-1	-1	0	0
5	+1	0	0	+1	+1
6	+1	0	0	+1	-1
7	+1	0	0	-1	+1
8	+1	0	0	-1	-1
9	+1	0	0	0	0
10	+1	+1	0	0	+1
11	+1	+1	0	0	-1
12	+1	-1	0	0	+1
13	+1	-1	0	0	-1
14	+1	0	+1	+1	0
15	+1	0	+1	-1	0
16	+1	0	-1	+1	0
17	+1	0	-1	-1	0
18	+1	0	0	0	0
19	+1	+1	0	+1	0
20	+1	+1	0	-1	0
21	+1	-1	0	+1	0
22	+1	-1	0	-1	0
23	+1	0	+1	0	+1
24	+1	0	+1	0	-1
25	+1	0	-1	0	+1
26	+1	0	-1	0	-1
27	+1	0	0	0	0

Додаток Д1.1

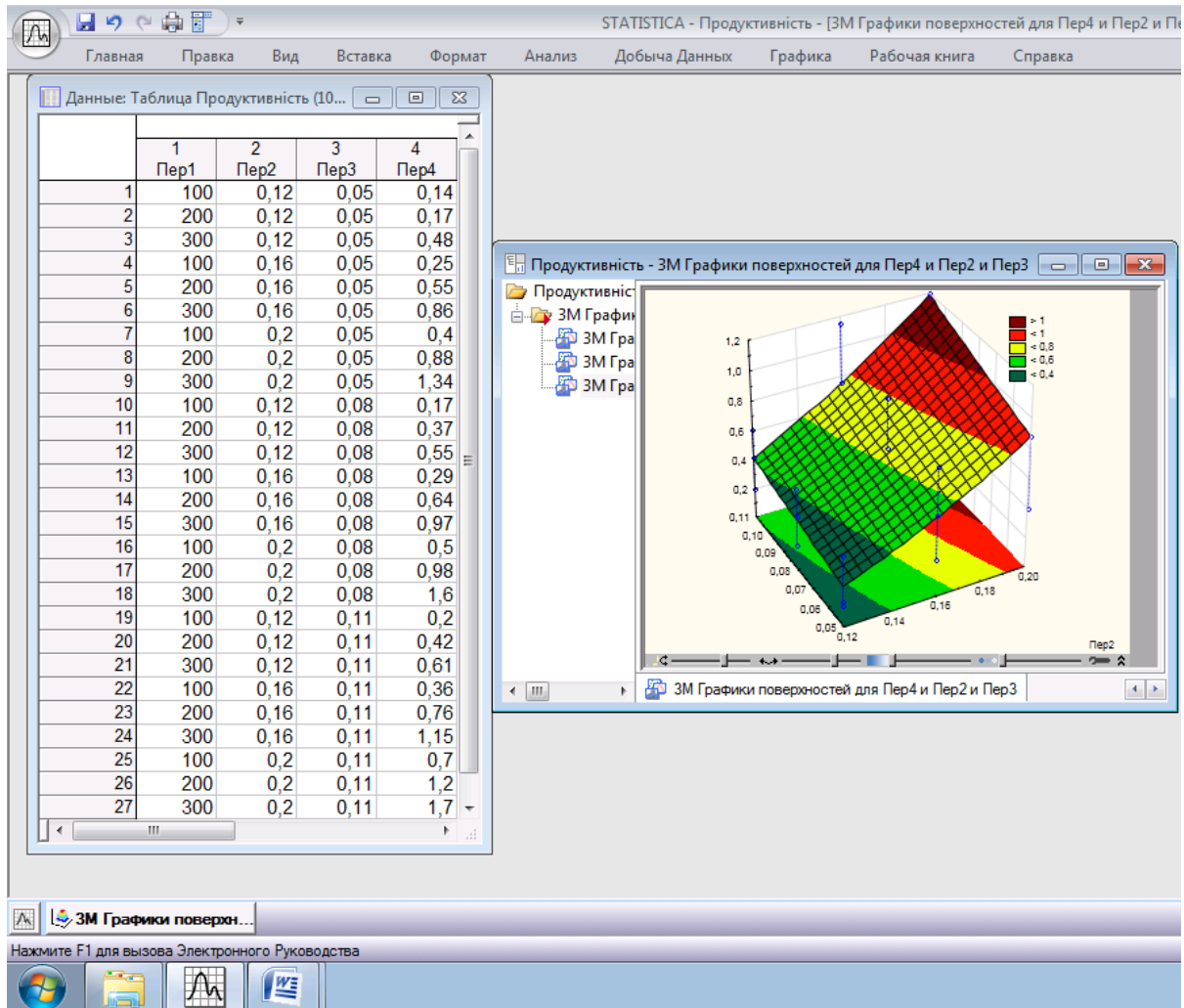
Таблиця 1.Д1.1

Експериментальні дані маси вивантаженого матеріалу $U_k(t_e)$ шнековим конвеєром удосконаленого ГК

№ експер.	n_k , об/хв	D_k , м	T_1 , м	$U_k(t_e)$, кг			
				$U_{1k}(t_e)$	$U_{2k}(t_e)$	$U_{2k}(t_e)$	$U_{ck}(t_e)$
1	100	0,12	0,05	1,6	1,3	1,3	1,4
2	200	0,12	0,05	1,6	1,6	1,8	1,7
3	300	0,12	0,05	4,7	5	4,7	4,8
4	100	0,16	0,05	2,5	2,4	2,6	2,5
5	200	0,16	0,05	5,6	5,6	5,4	5,5
6	300	0,16	0,05	6,6	6,7	7,1	6,8
7	100	0,2	0,05	4,5	4	3,5	4
8	200	0,2	0,05	9	8,9	8,5	8,8
9	300	0,2	0,05	13,3	13,6	13,3	13,4
10	100	0,12	0,08	1,5	1,8	1,8	1,7
11	200	0,12	0,08	3,8	3,7	3,6	3,7
12	300	0,12	0,08	5,5	5,5	5,5	5,5
13	100	0,16	0,08	3	2,9	2,8	2,9
14	200	0,16	0,08	6,3	6,5	6,4	6,4
15	300	0,16	0,08	10	9,7	9,4	9,7
16	100	0,2	0,08	5	6	4	5
17	200	0,2	0,08	10	9,8	9,6	9,8
18	300	0,2	0,08	16,5	15,5	16	16
19	100	0,12	0,11	2	1,9	2,1	2
20	200	0,12	0,11	4,2	4	4,4	4,2
21	300	0,12	0,11	6	6,2	6	6,1
22	100	0,16	0,11	3,8	3,5	3,5	3,6
23	200	0,16	0,11	8	7,6	7,2	7,6
24	300	0,16	0,11	12	10,5	12	11,5
25	100	0,2	0,11	7,5	8	7,5	7
26	200	0,2	0,11	12,5	11,5	12	12
27	300	0,2	0,11	17,5	17,5	16	17

Додаток Д2.1

Масив експериментальних даних продуктивності роботи

 Q_{ke} удосконаленого ГК

Пер1 – частота обертання шнека n_k , об/хв;

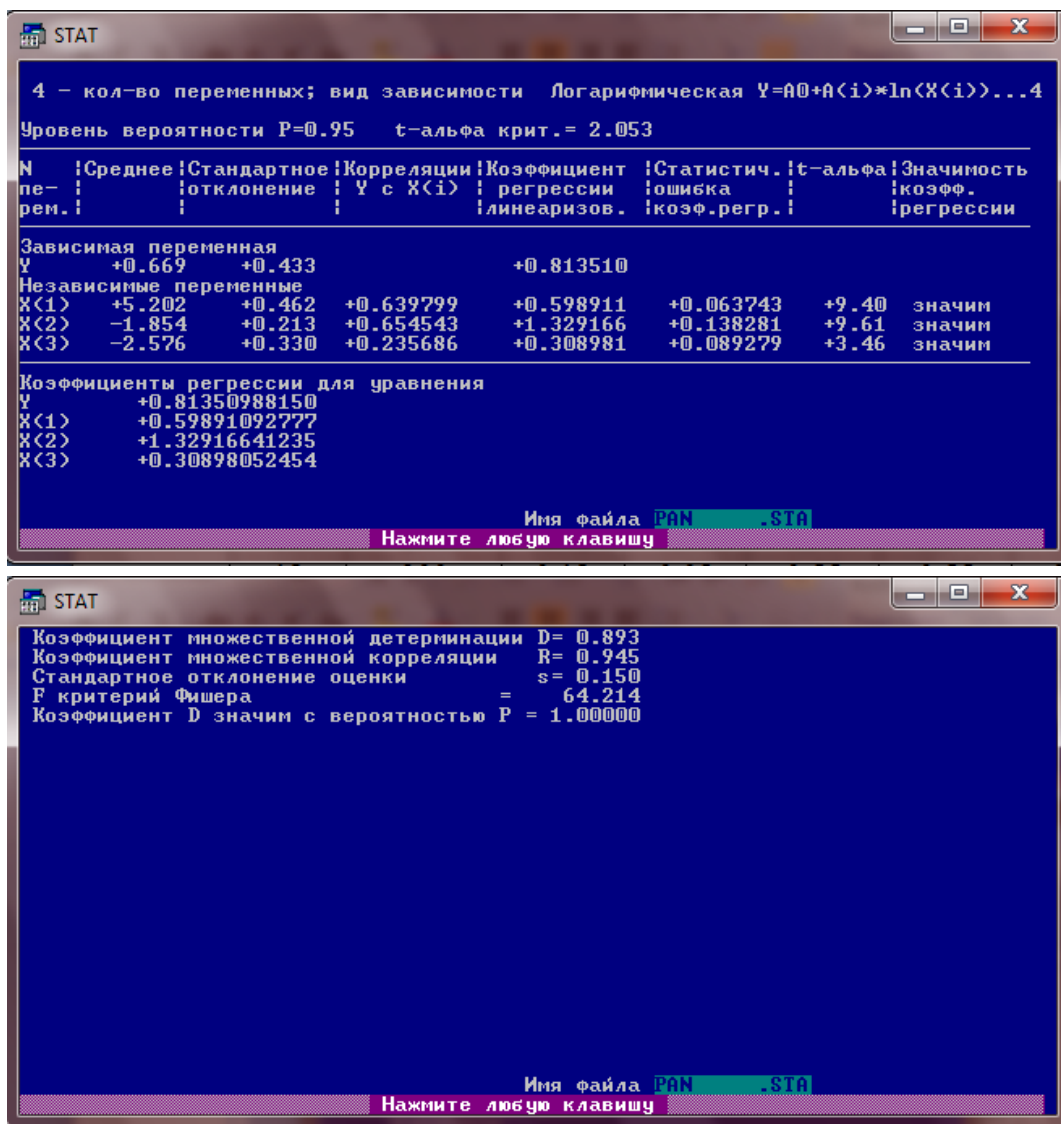
Пер2 – діаметр шнека D_k , м;

Пер3 – крок першого спірального витка T_1 , м;

Пер4 – продуктивність роботи Q_{ke} удосконаленого ГК

Додаток Д3.1

Показники статистичної обробки масиву експериментальних даних продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК



Додаток Д4.2

Таблиця 1.Д4.2

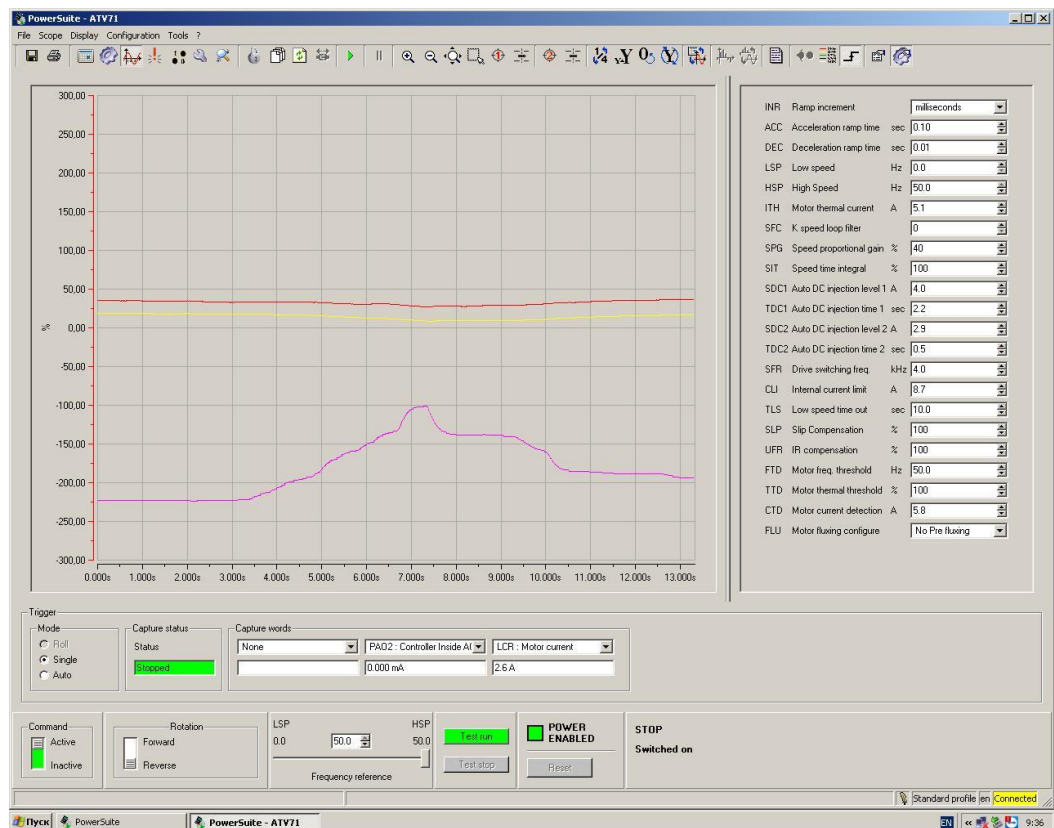
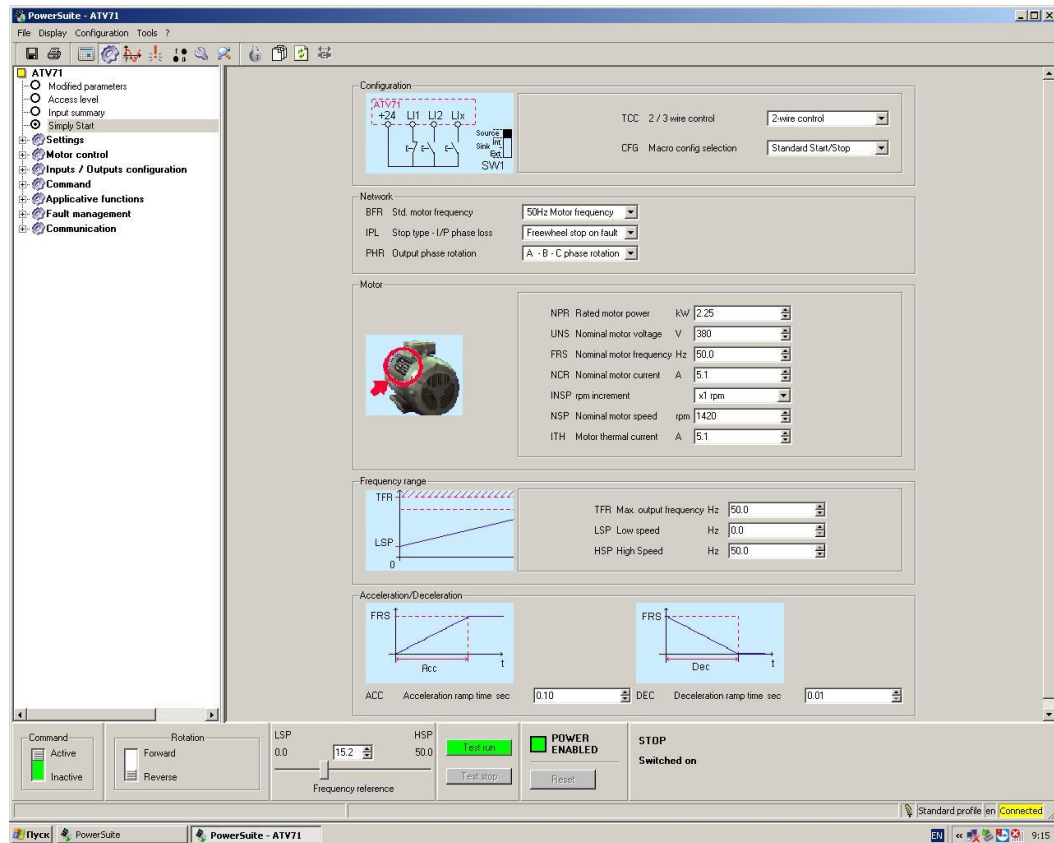
Експериментальні дані для визначення питомих затрат

споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК

№ експер.	n_k , об/хв	D_k , м	T_1 , м	α_y , град.	$U_k(t_e)/Q_{ke}$, кг; кг/с				K_z , %
					1	2	3	Середнє	
1	300	0,2	0,08	30	16,5/1,65	15,5/1,55	16/1,6	16/1,6	8
2	300	0,12	0,08	30	5,5/0,55	5,5/0,55	5,5/0,55	5,5/0,55	8
3	100	0,2	0,08	30	5/0,5	6/0,6	4/0,4	5/0,5	4
4	100	0,12	0,08	30	1,5/0,15	1,8/0,18	1,8/0,18	1,7/0,17	4
5	200	0,16	0,11	45	7,3/0,73	6,9/0,69	6,5/0,65	6,9/0,69	6,5
6	200	0,16	0,11	15	7/0,7	6,6/0,66	6,2/0,62	6,6/0,66	7
7	200	0,16	0,05	45	4,9/0,49	4,9/0,49	4,7/0,47	4,8/0,48	6,5
8	200	0,16	0,05	15	4,6/0,46	4,6/0,46	4,4/0,44	4,5/0,45	7
9	200	0,16	0,08	30	6,3/0,63	6,5/0,65	6,4/0,64	6,4/0,64	6
10	300	0,16	0,08	45	9,3/0,93	9/0,9	8,7/0,87	9/0,9	8,5
11	300	0,16	0,08	15	9/0,9	8,7/0,87	8,4/0,84	8,7/0,87	9
12	100	0,16	0,08	45	2,3/0,23	2,2/0,22	2,1/0,21	2,2/0,22	4,5
13	100	0,16	0,08	15	2/0,2	1,9/0,19	1,8/0,18	1,9/0,19	5
14	200	0,2	0,11	30	12,5/1,25	11,5/1,15	12/1,2	12/1,2	6
15	200	0,2	0,05	30	9/0,9	8,9/0,89	8,5/0,85	8,8/0,88	6
16	200	0,12	0,11	30	4,2/0,42	4/0,4	4,4/0,44	4,2/0,42	6
17	200	0,12	0,05	30	1,6/0,16	1,6/0,16	1,8/0,18	1,7/0,17	6
18	200	0,16	0,08	30	6,3/0,63	6,5/0,65	6,4/0,64	6,4/0,64	6
19	100	0,16	0,11	30	3,8/0,38	3,5/0,35	3,5/0,35	3,6/0,36	6
20	100	0,16	0,05	30	2,5/0,25	2,4/0,24	2,6/0,26	2,5/0,25	6
21	300	0,16	0,11	30	12/1,2	10,5/1,05	12/1,2	11,5/1,15	6
22	300	0,16	0,05	30	6,6/0,66	6,7/0,67	7,1/0,71	6,8/0,68	6
23	200	0,2	0,08	45	9,3/0,93	9,1/0,91	8,9/0,89	9,1/0,91	6,5
724	200	0,2	0,08	15	9/0,9	8,8/0,88	8,6/0,86	8,8/0,88	7
25	200	0,12	0,08	45	3,1/0,31	3/0,3	2,9/0,29	3/0,3	6,5
26	200	0,12	0,08	15	2,8/0,28	2,7/0,27	2,6/0,26	2,7/0,27	7
27	200	0,16	0,08	30	6,3/0,63	6,5/0,65	6,4/0,64	6,4/0,64	6

Додаток Д5.2

Графічна інтерпретація енергетичних затрат процесу одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів удосконаленням ГК

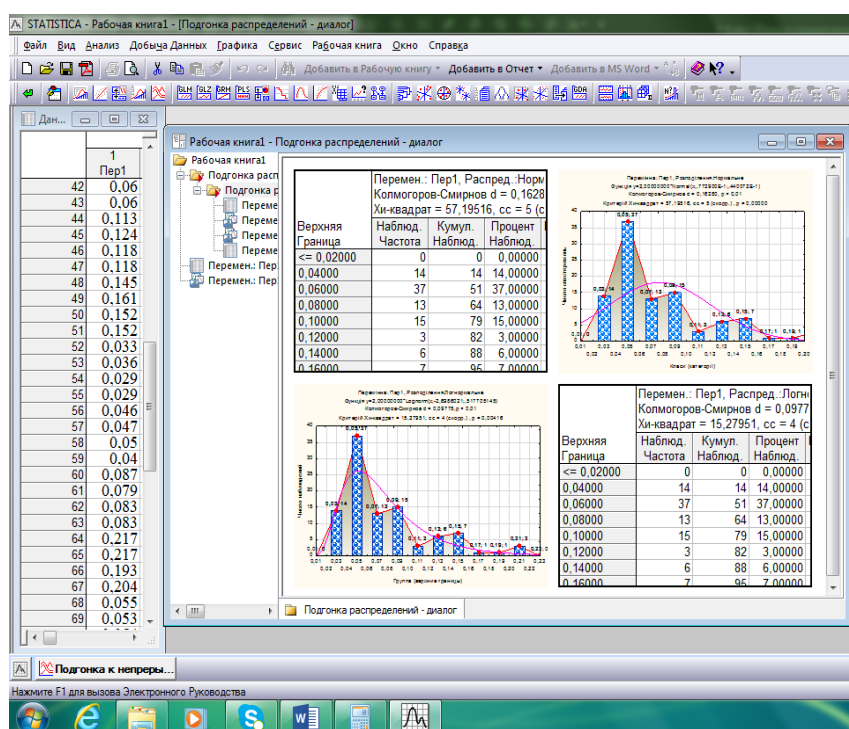


Додаток Д6.2

Масив експериментальних даних генеральної вибірки

питомих затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК

0,028	0,08	0,152	0,097
0,029	0,078	0,033	0,089
0,03	0,088	0,036	0,093
0,084	0,092	0,029	0,093
0,084	0,09	0,029	0,029
0,084	0,09	0,046	0,029
0,039	0,055	0,047	0,033
0,046	0,053	0,05	0,03
0,058	0,054	0,04	0,053
0,154	0,054	0,087	0,052
0,129	0,053	0,079	0,049
0,136	0,057	0,083	0,041
0,029	0,055	0,083	0,042
0,084	0,055	0,217	0,041
0,046	0,059	0,217	0,041
0,052	0,062	0,193	0,045
0,058	0,06	0,204	0,047
0,055	0,06	0,055	0,041
0,055	0,113	0,053	0,121
0,058	0,124	0,054	0,13
0,065	0,118	0,054	0,125
0,061	0,118	0,061	0,145
0,061	0,145	0,066	0,156
0,077	0,161	0,066	0,15
0,077	0,152	0,064	0,054



Додаток Д7.2

Статистичні дані обробки генеральної вибірки
питомих затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК

1* - [Перемен.: Пер1, Распред.:Логнормальное (Таблица розподілу затрат.sta)]

а Формат Анализ Добыча Данных Графика Сервис Данные Рабочая книга Окно Справка

Добавить в Рабочую книгу Добавить в Отчет Добавить в MS Word

10 В I U

Рабочая книга1* - Перемен.: Пер1, Распред.:Логнормальное (Таблица розподілу затрат.sta)

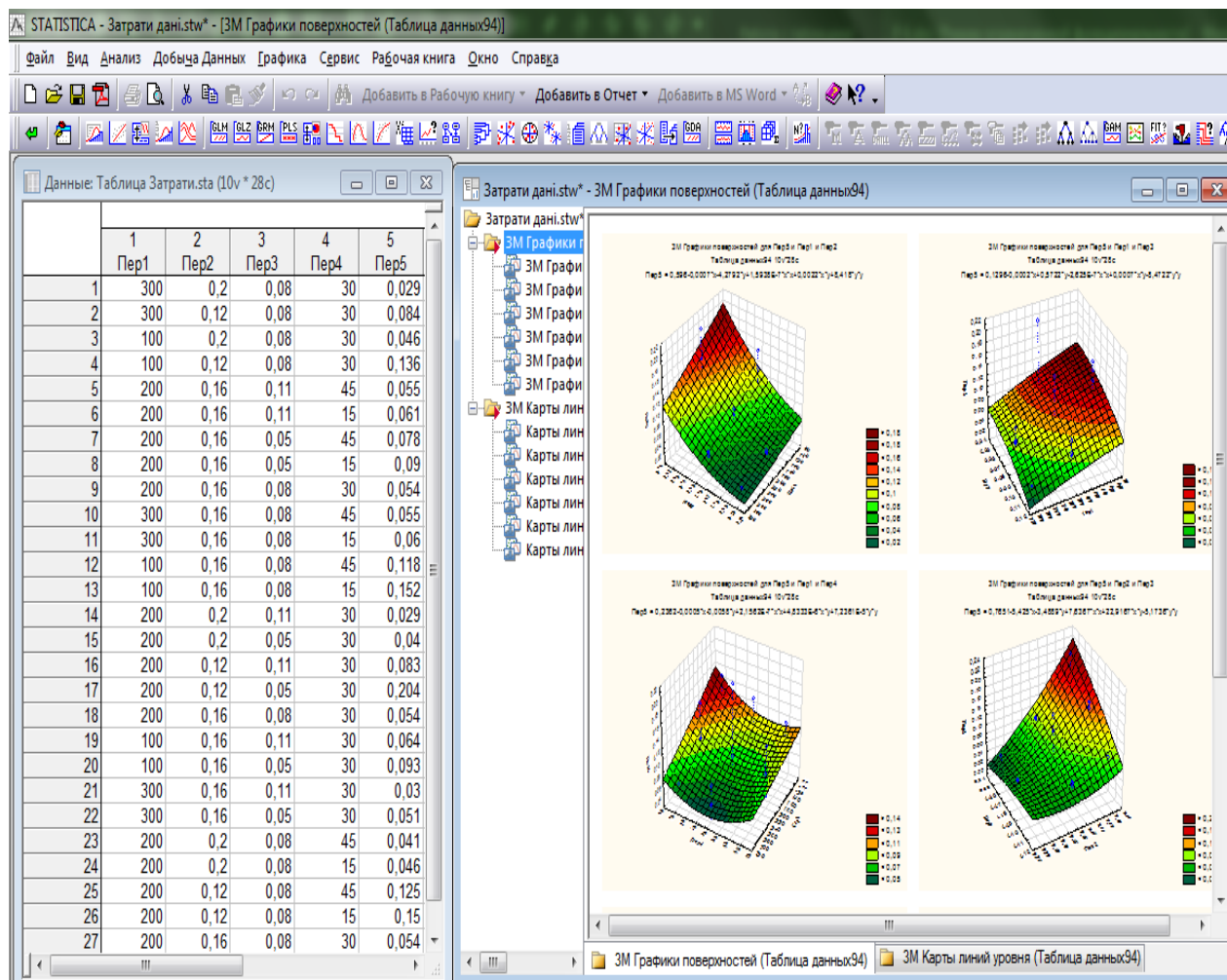
Подгонка рас...
Подгонка р...
Перемен.: Пер...
Перемен.: Пер...
Перемен.: Пер...
Перемен.: Пер...

Переменная: Пер1. Распределение: Логнормальное (Таблица розподілу затрат.sta)
Колмогоров-Смирнов d = 0,09775, p < 0,01
Хи-квадрат = 15,27951, ss = 4 (скорр.), p = 0,00416

Верхняя межа	Частота спостер.	Кумул. спостер.	Процент спостер.	Кумул. % спостер.	Очікув. частота	Кумул. очікув.	Процент очікув.	Кумул. % очікув.	Спостер.- очікув.
<= 0,02000	0	0	0,00000	0,0000	0,95430	0,9543	0,95430	0,9543	-0,95430
0,04000	14	14	14,00000	14,0000	14,79147	15,7458	14,79147	15,7458	-0,79147
0,06000	37	51	37,00000	51,0000	25,47909	41,2249	25,47909	41,2249	11,52091
0,08000	13	64	13,00000	64,0000	21,85324	63,0781	21,85324	63,0781	-8,85324
0,10000	15	79	15,00000	79,0000	14,70674	77,7848	14,70674	77,7848	0,29326
0,12000	3	82	3,00000	82,0000	9,01800	86,8028	9,01800	86,8028	-6,01800
0,14000	6	88	6,00000	88,0000	5,34194	92,1448	5,34194	92,1448	0,65806
0,16000	7	95	7,00000	95,0000	3,13696	95,2817	3,13696	95,2817	3,86304
0,18000	1	96	1,00000	96,0000	1,84869	97,1304	1,84869	97,1304	-0,84869
0,20000	1	97	1,00000	97,0000	1,09992	98,2303	1,09992	98,2303	-0,09992
0,22000	3	100	3,00000	100,0000	0,66259	98,8929	0,66259	98,8929	2,33741
< бескінцев.	0	100	0,00000	100,0000	1,10707	100,0000	1,10707	100,0000	-1,10707

Перемен.: Пер1, Распред.:Логнормальное Перемен.: Пер1, Распред.:Логнормальное (Таблица розподілу зат...

Масив експериментальних даних для визначення
питомих затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГТ



Пер1 – частота обертання шнека n_k , об/хв;

Пер2 – діаметр шнека D_k , м;

Пер3 – крок першого спірального витка T_1 , м;

Пер4 – кут встановлення ножа-подрібнювача α_y , град.;

Пер5 – питомі затрати споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК.

Додаток Д9.2

Показники статистичної обробки масиву експериментальних даних
питомих затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК

STAT

X

N	Корре- кция	Коеффициент регрессии	Статистич. ошибка	t- альфа	Коефф. эласти- чности	Значимость коэфф. регрессии
регр. Y с X	линеаризов.	коэф. регр.				
Зависимая переменная						
Y	+1.255957365036					
Независимые переменные						
1	-0.386	-0.001106654759	+0.00064	-1.74	-2.87	незначим
2	-0.708	-7.585242748260	+2.01319	-3.77	-15.74	значим
3	-0.301	-5.036822795868	+2.27866	-2.21	-5.23	значим
4	-0.112	-0.008859753609	+0.00423	-2.09	-3.45	значим
1*1	-0.382	+0.000000773756	+0.00000	+0.88	+0.45	незначим
1*2	-0.646	+0.002182870405	+0.00253	+0.86	+0.91	незначим
1*3	-0.479	+0.000663753424	+0.00337	+0.20	+0.14	незначим
1*4	-0.332	+0.000004826740	+0.00001	+0.72	+0.38	незначим
2*2	-0.691	+12.249079704285	+5.47321	+2.24	+4.18	значим
2*3	-0.610	+22.921701431274	+8.43068	+2.72	+3.80	значим
2*4	-0.408	+0.008244990371	+0.01685	+0.49	+0.51	незначим
3*3	-0.309	+3.049494743347	+9.73392	+0.31	+0.27	незначим
3*4	-0.264	+0.003290476510	+0.02248	+0.15	+0.10	незначим
4*4	-0.077	+0.000097145828	+0.00004	+2.50	+1.26	значим

Имя файла

PUR

.STA

Нажмите любую клавишу

Таблица анализа дисперсии			
Компоненты дисперсии	Сумма квадратов	Число степеней свободы	Среднее значение
Регрессия	0.0455	14	0.003
Остаток	0.0049 0	#### 12	0.000
Итого	0.0504	26	
Кoeffициент множественной детерминации D= 0.903			
Кoeffициент множественной корреляции R= 0.950			
Стандартное отклонение оценки s= 0.020			
F критерий Фишера = 7.941			
Кoeffициент D значим с вероятностью P = 0.99891			

Имя файла PUR .STA

Нажмите любую клавишу

Додаток Д10.3

Таблиця 1.Д10.3

Коротка технічна характеристика порівнювальних ГК

Найменування показників	Значення показників	
	Удосконалений ГК	Базовий ГК
Номінальна потужність електродвигуна, кВт	0,55	0,55
Номінальна частота обертання вала, об/хв	1370	1370
Внутрішній діаметр кожуха, м	0,21	0,21
Діаметр шнека, м	0,12	0,12
Крок першого спірального витка, м	0,11	0,11
Висота ножа-подрібнювача, м	0,08	-
Кут встановлення ножа-подрібнювача, град.	30	-
Кількість ножів-подрібнювачів, розміщених між одною парою суміжних витків, шт.	4	-
Кут нахилу конвеєра до горизонту, град.	0	0
Довжина робочої частини шнека, м	0,95	0,95
Задана частота змінного струму електродвигуна, Гц	15; 30; 45	15; 30; 45
Частота обертання шнека, об/хв	100; 200; 300	100; 200; 300

Додаток Ж1.2

Вихідні дані для проведення розрахунків енергетичних затрат

Показник	Базова технологія		Модернізована технологія
	Коренерізка	ГК	Удосконалений ГК
Потужність, кВт	0,5	0,45	0,55
Продуктивність, кг/год	480	480	480
Коефіцієнт використання потужності електродвигуна	0,7	0,7	0,8
Оптова ціна базового виробу, грн	4700	3500	-
Строки служби до капітального ремонту, років	5	5	5
Оптова ціна удосконаленого виробу, грн	-	-	4200

Додаток 3

Акти впровадження результатів дослідження



47734, Тернопільська обл., Тернопільський р-н, с. Настасів, тел./факс (0352) 49-80-32, 42-54-70
р/р 260059721 АТ ТОД «Райффайзен Банк Аваль» МФО 338501 ЄДРПОУ 30356854

АКТ

**впровадження результатів наукових досліджень
дисертаційної роботи Паньків Віталія Романовича**

Акт складений про те, що результати теоретичних і експериментальних досліджень дисертаційної роботи «Обґрунтування параметрів комбінованого гвинтового конвеєра», які одержав аспірант Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя Паньків Віталій Романович та які відносяться до математичних моделей, що описують процес інтенсифікації одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів, уточнений коефіцієнт заповнення робочого простору та продуктивність комбінованого гвинтового конвеєра, регресійні залежності зміни продуктивності роботи та результати лабораторних порівняльних досліджень затрат споживчої потужності удосконаленого і базового гвинтових конвеєрів, а також удосконалена конструктивно-компонувальна схема з рекомендованими параметрами робочих органів комбінованого гвинтового транспортера, передані в компанію ПАП «Агропродсервіс» для їх використання в технологічній лінії для приготування кормів.



Начальник комбикормового заводу
ПАП «Агропродсервіс»

 Стецій І.Й.

А К Т
про впровадження/використання результатів
кандидатської дисертаційної роботи
у навчальний процес

Даним актом стверджується, що результати дисертаційної роботи на тему:

”Обґрунтування параметрів гвинтового конвєсера
з комбінованим робочим органом”,

назва теми

що представлена на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю

05.05.05 “Піднімально-транспортні машини”

виконаної Паньківим Віталієм Романовичем

ПІБ здобувача

впроваджено у навчальну програму при викладанні дисципліни Проектування заготовок

назва дисципліни

Методи дослідження характеристик гвинтового конвєсера з комбінованим робочим органом використані при виконанні лабораторних робіт з курсу «Проектування заготовок»

на кафедрі Технології машинобудування

назва кафедри

у підготовці фахівців ОПР бакалавр

із спеціальності 131 Прикладна механіка

назва спеціальності

у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя.

назва ВНЗ

Проректор з наукової роботи ТНТУ імені І. Пулюя,
 д.т.н., професор



Р.М. Рогатинський

А К Т
про впровадження/використання результатів
кандидатської дисертаційної роботи
у навчальний процес

Даним актом стверджується, що результати дисертаційної роботи на тему:

”Обґрунтування параметрів гвинтового конвеєра з комбінованим робочим органом”

назва теми

що представлена на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю

05.05.05 “Піднімально-транспортні машини”

виконаної Паньківим Віталієм Романовичем

ПІБ здобувача

впроваджено у навчальну програму при викладанні дисциплін(и) Транспортно-накопичувальні системи та ПР

назва дисципліни

методи дослідження та розрахунку кінематичних та енергетичних характеристик гвинтового конвеєра та режимів їх роботи використані при виконанні лабораторних робіт з курсу «Транспортно-накопичувальні системи та ПР»

на кафедрі Прикладної механіки

назва

кафедри

у підготовці фахівців ОПР бакалавр

із спеціальності 131 Прикладна механіка

назва спеціальності

у Луцькому національному технічному університеті

назва ВНЗ

Проректор з науково-педагогічної роботи
 Луцького національного технічного університету,
 к.т.н., доцент



(Шимчук С.П.)

Додаток Е

Апробація результатів наукових досліджень



**ЗАПРОШЕННЯ І ПРОГРАМА
МІЖНАРОДНОЇ НАУКОВО - ПРАКТИЧНОЇ
КОНФЕРЕНЦІЇ**

**СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ
ПРОМИСЛОВОГО КОМПЛЕКСУ
(СТПК-2016)**

14-18 вересня 2016 р.



INVITATION AND PROGRAM
II International scientific-practical conference
"Current technologies of industrial complex – 2016"
September 14, 2016 - September 18, 2016

м. Херсон, Україна
Kherson, Ukraine

СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ ПРОМИСЛОВОГО КОМПЛЕКСУ 2016, ХНТУ, ХЕРСОН, УКРАЇНА

СЕКЦІЙНІ ЗАСІДАННЯ ЗА НАПРЯМАМИ

Прогресивна техніка і технологія машинобудування.
Перспективні процеси обробки матеріалів тиском.

15 вересня (четвер), початок о 10⁰⁰

Конференц-зал готельного комплексу «Тройка»

Координатор секції: д.т.н., проф. Розов Ю.Г.

Експерти: д.т.н., проф. Кузнєцов Ю.М.

д.т.н., проф. Шевченко О.В.

1. Розов Ю.Г.

МЕТОДИКА УЧЁТА ВЛИЯНИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУР В
ОБЪЕМЕ ЗАГОТОВКИ НА НЕОДНОРОДНОСТЬ ПОЛЯ
СОПРОТИВЛЕНИЯ ДЕФОРМИРОВАНИЮ В ОПЕРАЦИЯХ ГОРЯЧЕЙ
ЛИСТОВОЙ ШТАМПОВКИ

2. Кузнєцов Ю.М., Гайдасенко Ю.В.

ГЕНЕТИЧНИЙ СИНТЕЗ ГІБРИДНИХ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ
КЛАСУ «МОТОР-ГОЛОВКА БАГАТОШПИНДЕЛЬНА»

3. Кузнєцов Ю.М., Придальний Б.І.

МОДЕЛЮВАННЯ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА ЯК СКЛАДНОЇ
СУМЩЕНОЇ СИСТЕМИ НА РІЗНИХ РІВНЯХ СКЛАДНОСТІ
СТРУКТУРИ

4. Симонюк В.П., Денисюк В.Ю.

ДО ЗАСТОСУВАННЯ КОРИСНИХ ВІБРАЦІЙ

5. Симонюк В.П.

ДО ВИБОРУ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВІБРАЦІЙНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ

6. Кеба П.В.

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ СВЕРДЛИЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО
ВЕРСТАТА ПРАМІДАЛЬНОЇ КОМПОНОВКИ З МЕХАНІЗМОМ
ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ (доповідь по закінченій кандидатській
дисертації)

7. Лясота О.М., Паньків В.Р.

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВОЇ
ЗАГОТОВКИ РОБОЧОГО ОРГАНУ ТРАНСПОРТЕРА ПОДРІБНЮВАЧА

8. Пилипчук М.І., Васильків В.В., Радик М.Д.

МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ
СПОСОБІВ ФОРМОУТВОРЕННЯ НАВИВНИХ ЗАГОТОВОК

 НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК БЕЛАРУСИ ОТДЕЛЕНИЕ АГРАРНЫХ НАУК	 РЕСПУБЛИКАНСКОЕ УНИТАРНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ «НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЦЕНТР НАЦИОНАЛЬНОЙ АКАДЕМИИ НАУК БЕЛАРУСИ ПО МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА»	 ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ НАУКИ СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ НАУЧНЫЙ ЦЕНТР АГРОБИОТЕХНОЛОГИЙ РОССИЙСКОЙ АКАДЕМИИ НАУК
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <h1 style="margin: 0;">СЕРТИФИКАТ</h1> <p style="margin: 5px 0;">НАСТОЯЩИМ УДОСТОВЕРЯЕТСЯ, ЧТО</p> </div> <div style="width: 45%;"> <h1 style="margin: 0;">CERTIFICATE</h1> <p style="margin: 5px 0;">THIS IS TO CERTIFY THAT</p> </div> </div> <div style="text-align: center; border: 1px solid black; padding: 5px; margin: 10px 0;"> Панькив Виталий Романович </div>		
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p style="margin: 0;">принял участие в работе Международной научно-технической конференции</p> <p style="margin: 0;">«Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве. Аграрная наука – сельскохозяйственному производству Сибири, Казахстана, Монголии, Беларуси и Болгарии»</p> </div> <div style="width: 45%;"> <p style="margin: 0;">participated in the International scientific and technical conference</p> <p style="margin: 0;">«Scientific and technical progress in an agricultural production. The agrarian science – to agricultural production of Siberia, Kazakhstan, Mongolia, Belarus and Bulgaria»</p> </div> </div>		
<p style="font-size: small;">Академик-секретарь Отделения аграрных наук Национальной академии наук Беларуси, доктор технических наук, доцент</p>  <p style="text-align: right; margin-top: 5px;">В.В. Азаренко</p>	<p style="font-size: small;">Председатель организационного комитета генеральный директор РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства», кандидат сельскохозяйственных наук, доцент</p>  <p style="text-align: right; margin-top: 5px;">С.Г. Яковчик</p>	<p style="font-size: small;">Научный руководитель СФНЦА РАН, заместитель председателя СО РАН, академик РАН, член президиума РАН</p>  <p style="text-align: right; margin-top: 5px;">А.С. Донченко</p>
Минск, 19–21 октября 2016 г.		

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ

46001, Україна, вул. Руська, 56, м. Тернопіль, тел. +380 352 519701

Довідка

Видана Ганкату Віталію Романовичу

в тому, що він (вона) прийняв (ла) участь у Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» 19-20 листопада 2014 р. Секція схвалила доповідь на тему: Thermal and thermo-mechanical properties of conducting polymers and carbon nanotubes based composite materials.

Проректор з наукової роботи ТНТУ імені І. Пулюя,
д.т.н., професор

Р.М. Рогатинський

Секретар оргкомітету,
к.т.н., доцент

В.О. Дзюра



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ

46001, Україна, вул. Руська, 56, м. Тернопіль, тел. +380 352 519701

Довідка

Видана Ланкіту Віталію Романовичу

в тому, що він (вона) прийняв (ла) участь у V Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» 17-18 листопада 2016 р. Секція схвалила доповідь на тему: Аналітичні дослідження продуктивності комбінованого винтового транспортера-перемішувача

Проректор з наукової роботи ТНТУ імені І. Пулюя,
д.т.н., професор

Секретар оргкомітету,
к.т.н., доцент



Р.М. Рогатинський

В.О. Дзюра

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ

46001, Україна, вул. Руська, 56, м. Тернопіль, тел. +380 352 519701

Довідка

Видана Паньківу Віталію Романовичу

в тому, що він (вона) прийняв (ла) участь у XX науковій конференції Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя 17-18 травня 2017 р.

Секція схвалила доповідь на тему: Ідосконалений
комбінований звитовий транспортер-
подрібнювач

Проректор з наукової роботи ТНТУ імені І. Пулюя,
д.т.н., професор



Р.М. Рогатинський

Секретар оргкомітету,
к.т.н., доцент

Р.З. Золотий



УКРАЇНА

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

25006, проспект Університетський, 8, м. Кропивницький, тел.: 55-92-34,
 факс 55-92-53, E-mail: rektor@kntu.kr.ua

№ _____
 На № _____

Довідка

Видана Панькову Віталію Романовичу,
аспіранту ЦНТУ м. Кропив.

в тому, що він (вона) прийняв (ла) участь у XI Міжнародній
 науково-практичній конференції "Проблеми конструювання,
 виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки"
 1-3 листопада 2017 року. Секція схвалила доповідь на тему:

"Математична модель процесу
транспортування матеріалу
координатним способом транспортеру."

Проректор з наукової роботи ЦНТУ
 д.е.н., професор

О.М. Левченко

Заст. голови оргкомітету
 д.т.н., професор

М.О. Свірень

Секретар оргкомітету
 к.т.н., доцент

О.М. Васильковський

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ

46001, Україна, вул. Руська, 56, м. Тернопіль, тел. +380 352 519701

Довідка

Видана Ганніку Віталію Романовичу

в тому, що він (вона) прийняв (ла) участь у VI Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» 16-17 листопада 2017 р. Секція схвалила доповідь на тему:

Уточнення координат занесення координатного вимірювання транспортера

Проректор з наукової роботи ТНТУ імені І. Пулюя,
д.т.н., професор

Р.М. Рогатинський

Секретар оргкомітету,
к.т.н., доцент

В.О. Дзюра

